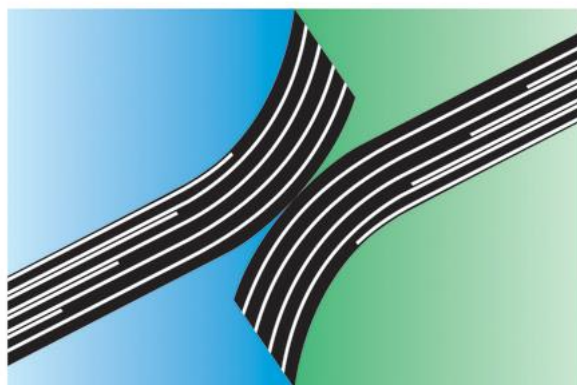


Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo



Pogon bobna vitla

Strojni elementi 3

2020 / 2021

Povzetek

V konstrukcijski nalogi obravnavamo pogon bobna vitla. Na podlagi zahtev in specifikacij določimo ustrezen elektromotor ter koncept planetnega reduktorja. Preračunamo osnovne parametre in dimenzije gonila, določimo dimenzije in obremenitve zobnikov ter jih vrednotimo na korensko in bočno trdnost. Vrednotimo tudi preostale elemente sestava. Glede na preračune izdelamo sestavno risbo končne konstrukcije.

Avtor:	Gašper Bizjan
vpis. št.:	23202100
Datum:	15. 01. 2021
Asistent:	doc. dr. Simon Oman

Kazalo vsebine

Uvod	4
Definicija naloge	4
Zahteve naloge	4
Skica in vhodni podatki.....	4
Osnovni parametri planetnega gonila	5
Elektromotor in dimenzije bobna.....	5
Določitev prestavnega razmerja.....	6
Teoretična celotna potrebna prestava	6
Izvedba planetnega gonila.....	6
Število zob zobnikov gonila 1A1	7
Vrtilne frekvence planetnega gonila	8
Vrtilni momenti na posameznih gredeh.....	9
Tabela rezultatov	10
Določitev dimenzij zobnikov.....	11
Modul	11
Širine in višine zobnikov	14
Premeri zobnikov.....	14
Medosni razmik	16
Sile na zobnikih.....	17
Vrednotenje zobnikov na korensko in bočno trdnost.....	18
Korenska nosilnost zobnikov	18
Bočna nosilnost zobnikov	25
Rezultati korenske in bočne trdnosti vseh stopenj	28
Vrednotenje ostalih strojnih elementov	29
Vrednotenje gredi	29
Vrednotenje gredne vezi z moznikom.....	32
Vrednotenje kotalnih ležajev.....	33
Vrednotenje prednapete vijačne zveze.....	35
Prikaz modela vitla in tehnična dokumentacija	36
Zaključek.....	37
Viri	38

Uvod

Planetno gonilo je mehansko gonilo z enakomernim prenosom vrtilnega gibanja z gonilne gredi pogonskega motorja na gnano gred delovnega stroja. Njegova osnovna funkcija je prilagoditev vrtilnega momenta in frekvence vhodne gredi na tisti moment in frekvenco, ki sta potrebna na izhodu. Planetno gonilo ima v primerjavi z enostavnim zobniškim gonilom nekatere prednost. V osnovi ima dve izhodni gredi in dve prestavi. Dosežemo lahko tudi višje prestave (in tako večje momente ali hitrosti) glede na porabljen prostor gonila. Tudi moduli so lahko manjši zaradi večjega števila zob, ki so istočasno v kontaktu. Nudijo tudi zelo efektivno povezovanje večih enostavnih stopenj v sestavljena gonila.

Definicija naloge

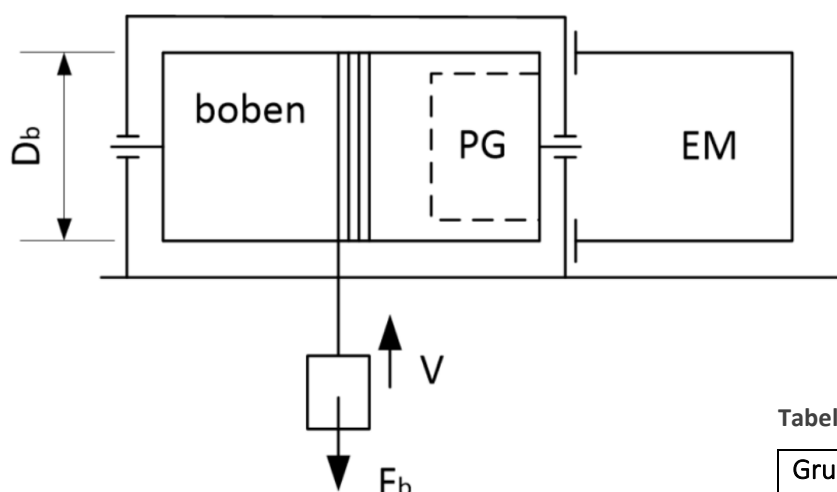
V konstrukcijski nalogi konstruiramo in ovrednotimo pogon bobna vitla, ki je shematsko prikazan na sliki 1. Trifazni štiripolni asinhronski elektromotor poganja preko planetnega gonila boben, na katerega se navija vrv s hitrostjo v . Vitel mora premagovati vlečno silo F_b .

Zahteve naloge

V prvi fazi naloge "Zobniško gonilo" :

1. Izberemo primeren elektromotor, določimo prestavna razmerja, vrtilne frekvence posameznih gredi in vrtilne momente na posameznih gredeh. Za določitev motorja upoštevamo izkoristek pogona 90% . Na podlagi znanih torzijskih momentov preliminarno izberemo premere gredi.
2. Izdelamo koncept rešitve pogona, da bodo izpolnjene podane zahteve. Hitrost vrvi lahko odstopa $\pm 5\%$ od predpisane hitrosti.
3. Določimo dimenzije elementov vitla.
4. V merilu narišemo sestavno risbo vitla. Iz risbe mora biti razvidna funkcionalna vgradnja vseh uporabljenih elementov.
5. Ovrednotimo kritične elemente pogona.

Skica in vhodni podatki



Slika 1: Shema vitla

Tabela 1: Podatki iz katerih izhajamo

Grupa	F_b [N]	v [m/s]
3	7000	0,5

Osnovni parametri planetnega gonila

V prvi fazi potrebujemo glede na vhodne parametre izbrati primeren elektromotor in določiti prestavna razmerja. Nato z upoštevanjem dovoljenega odstopanja in upoštevanjem kompatibilnostnih enačb določimo ustrezno število zob. Sledi izračun vrtilnih frekvenc in vrtilnih momentov na posameznih gredeh. Preračun zobnikov temelji na virih [1-3].

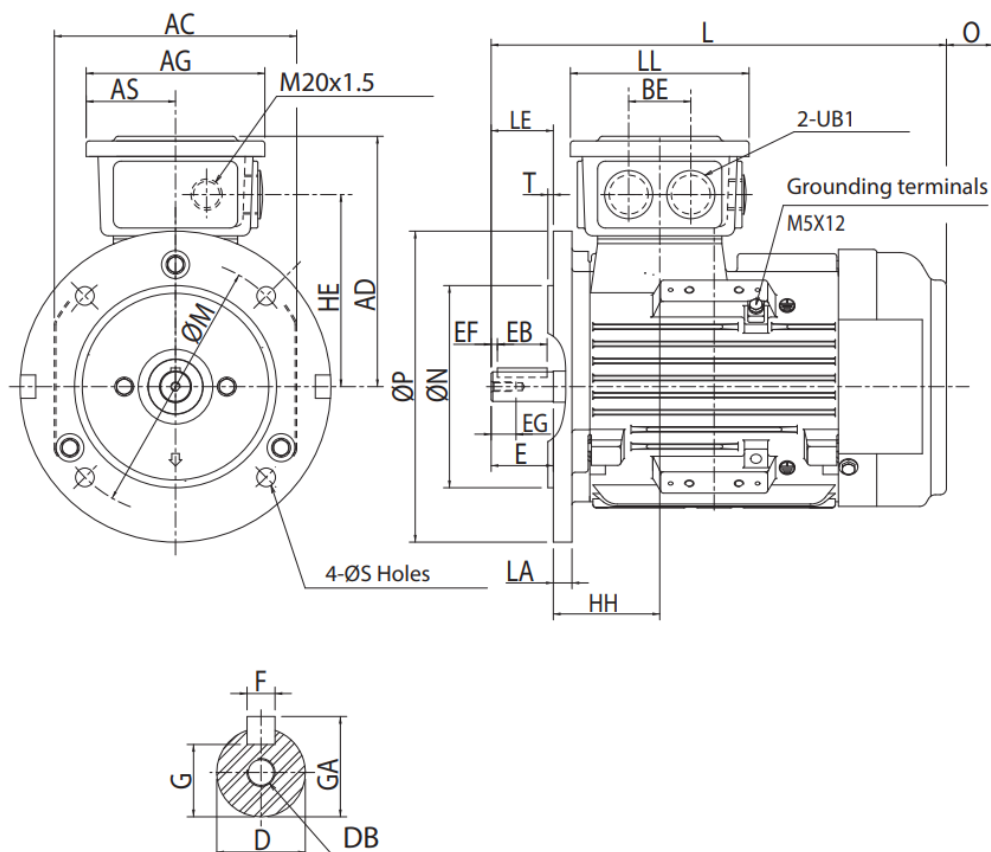
Elektromotor in dimenzije bobna

Izberimo primeren standardni trifazen elektromotor preko potrebne moči, kjer upoštevamo izkoristek pogona 90%.

$$P_{b,teo} = \frac{F_b \cdot v_b}{\eta_{pog}} = \frac{7000 \text{ N} \cdot 0,5 \text{ m/s}}{90\%} = 3,89 \text{ kW} \approx 4 \text{ kW} \quad (1)$$

Na podlagi preračuna smo v katalogu [4] izbrali elektromotor z izhodno močjo $P_m = 4 \text{ kW}$, maksimalno vrtilno hitrostjo $n_m = 1450 \text{ obr./min}$ tipa IM 3001 (horizontalno montiranje s prirobnico) in z okvirjem 112M.

Izberemo premer bobna vitla $D_b = 230 \text{ mm}$, ki leži med dimenzijama $N = 180 \text{ mm}$ in $P = 250 \text{ mm}$ (slika 2). Določimo tudi minimalni premer stene bobna $t_b = 8 \text{ mm}$.



Slika 2: shema elektromotorja [4]

Določitev prestavnega razmerja

Teoretična celotna potrebna prestava

Končno prestavo, ki jo potrebujemo lahko dobimo iz razmerja med obrati izhodne gredi motorja n_m in obrati bobna n_b . Prvo imamo podano, drugo pa lahko izračunamo iz zahtevane hitrosti vrvi in premera bobna.

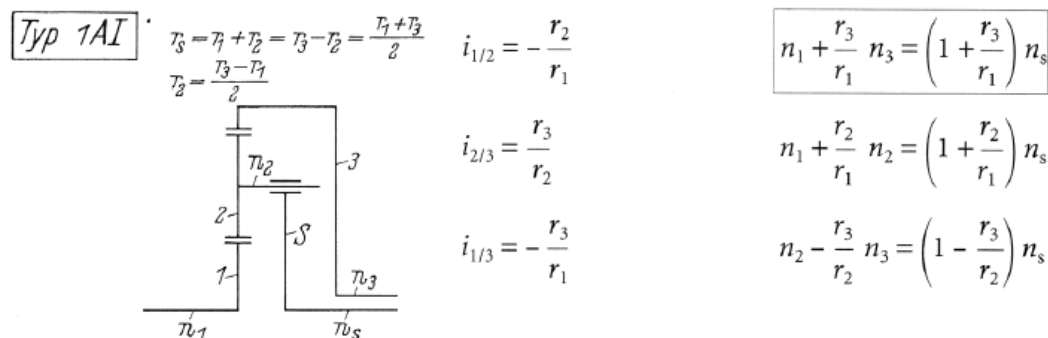
$$n_b = \frac{60 \cdot \omega_b}{2\pi} = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{2 \cdot v}{D_b} = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{2 \cdot 0,5 \text{ m/s}}{230 \text{ mm}} = 41,52 \text{ obr./min} \quad (2)$$

Tako je celotna prestava i

$$i_{teo} = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1450}{41,52} = 34,92. \quad (3)$$

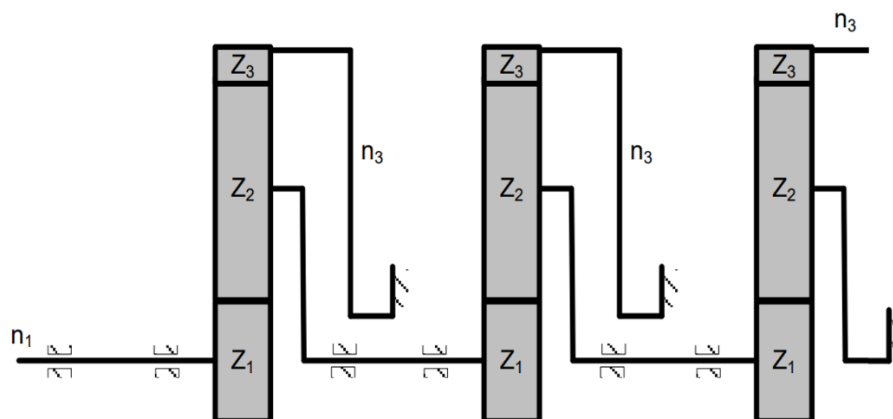
Izvedba planetnega gonila

Celotno prestavno razmerje lahko dobimo z kombinacijo večih stopenj. Tako se moramo odločiti za samo izvedbo planetnega gonila. V sledečih preračunih se kinematske zveze nanašajo na posamezno stopnjo planetnega gonila (slika 3). Planetno gonilo 1AI sestavljata sončnik (1 in 3), ki se vrtita le okoli lastnih osi. Notranji sončnik (1) je izveden z zunanjim ozobjem, zunanji sončnik oz. obroč, je izveden z notranjim ozobjem. Med njima se nahajajo planetniki (2), ki se vrtijo okoli lastnih osi ter tudi okoli osi sončnikov. Planetnike povezuje planetna gred (S).



Slika 3: Kinematske zveze 1AI [1.1].

Skozi iterativni proces smo se odločili za **sestavljeno trojno 1AI gonilo** (slika 4).



Slika 4: Shema sestavljenega gonila vitla.

Prvi dve stopnji uporabljata planetno prestavo $i_{1s}^1 = 4$ in $i_{1s}^2 = 3,5$, kjer je fiksiran obroč v ohišju in je $n_3 = 0$. Tretja uporablja stabilno prestavo $i_{1s}^3 = -2,5$, kjer negativen predznak pomeni spremembo smeri vrtenja relativno na vhod ter je fiksirana planetna gred.

Tako se moment iz gredi motorja prenaša preko prve stopnje na drugo in nato preko obroča tretje stopnje direktno na bobnen.

Z izbranimi delnimi prestavami dobimo dejansko prestavno razmerje:

$$i = i_{1s}^1 \cdot i_{1s}^2 \cdot i_{1s}^3 = 4 \cdot 3,5 \cdot (-2,5) = -35. \quad (4)$$

Število zob zobnikov gonila 1AI

Določanje števila zob zobnikov za vse stopnje poteka podobno. Najprej izberemo število zob pastoreka z_1 . Iz ustreznih kinematičnih zvez za 1AI gonilo določimo število zob na obročnem sončniku z_3 . Uporabimo geometrijske pogoje za določanje števila zob na planetniku z_2 . Pri tem poskušamo število zob držati nad 14 oziroma nad 17 in se tako izogniti profilnim pomikom.

Prva zobniška stopnja

Če poznamo planetno prestavo, lahko določimo razmerje števila zob obeh sončnikov. Število zob pastoreka izberemo kot $z_1^1 = 28$ in izračunamo število zob obroča:

$$z_3^1 = z_1^1 (i_{1s}^1 - 1) = 28(4 - 1) = 84. \quad (5)$$

Pri zobnikih brez profilnega pomika so kinematski premeri tudi razdelni premeri zobnikov.

Tako je število zob planetnika izpeljano iz sledeče enačbe:

$$\begin{aligned} d_3 &= d_1 + 2 \cdot d_2 \\ m \cdot z_3 &= m \cdot z_1 + 2 \cdot m \cdot z_2 \\ z_2^1 &= \frac{z_3^1 - z_1^1}{2} = \frac{84 - 28}{2} = 28 \end{aligned} \quad (6)$$

Na tem mestu tudi določimo število planetnikov n_p , ki more zadostiti pogoju k .

$$k = \frac{z_1 + z_3}{n_p} = \text{celo} \quad (7)$$

Za prvo stopnjo je število planetnikov $n_p^1 = 4$ in pogoj izpolnjen $k = 28 + 84/4 = 49$.

Druga zobniška stopnja

Druga zobniška stopnja ima prav tako planetno prestavo, zato je potek določanja števila zob enak zgornjemu. Izračunamo število zob pastorka $z_1^2 = 36$ in število zob zunanega sončnika $z_3^2 = z_1^2 (i_{1s}^2 - 1) = 28(3,5 - 1) = 90$. Število zob planetnika je $z_2^2 = z_3^2 - z_1^2/2 = 90 - 36/2 = 27$.

Ta stopnja je izvedena z $n_p^2 = 6$, ki zadovali pogoju $k = (36 + 90)/6 = 51$.

Tretja zobniška stopnja

Zadnja stopnja se razlikuje od prvih dveh, saj gre za stabilno prestavo pri fiksirani ročici S. Določimo število zob sončnika $z_1^3 = 36$ in izračunamo število zob obroča:

$$z_3^3 = -z_1^3 \cdot i_{13}^3 = -36 \cdot (-2,5) = 90 \quad (8)$$

Nadaljevanje določanja števila zob je enako kot prej.

Število zob planetnika je $z_2^3 = z_3^3 - z_1^3 / 2 = (90 - 36) / 2 = 27$ in za $n_p^3 = 6$ je pogoj enak kot v drugi stopnji $k = (36 + 90) / 6 = 51$.

Vrtilne frekvence planetnega gonila

Preverimo ustreznost dejanske končne hitrost na bobnu. Ker poznamo vrtilne frekvence gredi motorja n_m , ter vse parcialne prestave, lahko določimo vrtilne frekvence vseh gredi v zobniškem gonilu na vseh stopnjah. Preko izhodne določimo hitrost navijanja vrvi.

Prva zobniška stopnja

Vhodna gred prve stopnje je povezana z gredjo motorja $n_1^1 = n_m = 1450$ obr./min . Pogoj planetne prestave je fiksiran obročni sončnik $n_3^1 = 0$ obr./min . Iz kinematičnih enačb za tip 1AI lahko določimo vrtilno frekvenco planetne gredi

$$n_s^1 = \frac{n_1^1}{1 + z_3^1 / z_1^1} = \frac{1450 \text{ obr./min}}{1 + 84/28} = 362,5 \text{ obr./min} . \quad (9)$$

Druga zobniška stopnja

Začetek druge stopnje je povezan z izhodno planetno gredjo prve $n_1^2 = n_s^1 = 362,5$ obr./min .

Upoštevamo $n_3^2 = 0$ obr./min in z enačbo 9 izračunamo $n_s^2 = 103,57$ obr./min .

Tretja zobniška stopnja in dejanska hitrost navijanja vrvi

Tretja stopnja je povezana na drugo in velja $n_1^3 = n_s^2 = 103,57$ obr./min . Za stabilno prestavo pri fiksirani ročici S $n_s^3 = 0$ obr./min znaša vrtilna frekvenca

$$n_3^3 = -n_1^3 \cdot (z_1^3 / z_3^3) = -103,57 \cdot (36/90) = -41,43 \text{ obr./min} , \quad (10)$$

kar pomeni, da je hitrost vrvi na bobnu:

$$v_{b,dejanska} = \frac{D_b \cdot \pi}{60} \cdot |n_3^3| = \frac{230 \text{ mm} \cdot \pi}{60} \cdot |-41,43 \text{ obr./min}| = 0,4989 \text{ m/s} . \quad (11)$$

Dejanska hitrost vrvi odstopa od zahtevane za le 0,22% .

Vrtilni momenti na posameznih gredeh

Vrtilne momente M_i določimo na podlagi izpolnjenega ravnotežnega pogoja. Vsota momentov, ki vstopajo in izstopajo iz vsake stopnje, mora biti enaka 0.

$$M_{t1} + M_{t3} + M_{ts} = 0 \quad (12)$$

Dodatno veljajo predpostavke, da je vrtilni moment pozitiven, če deluje v smeri urinega kazalca. Dodatno ne upoštevamo izgub na posamezni pretvorbi (v začetku smo upoštevali 10% izgubo na celotnem pogonu).

Prva zobniška stopnja

Vhodni moment v prvi stopnji M_{t1}^1 povzroča gred elektromotorja

$$M_{t1}^1 = M_m = \frac{P_m}{2\pi \cdot n_m / 60} = \frac{4000 \text{ W}}{2\pi \cdot 1450 / \text{min}^{-1} / 60} = 26,34 \text{ Nm} . \quad (13)$$

Sledi izračun vrtilnega momenta na gredi obroča, ki ga lahko določimo z ustreznim prestavnim razmerjem:

$$M_{t3}^1 = -i_{13}^1 \cdot M_{t1}^1 = -\left(-z_3^1 / z_1^1\right) \cdot M_{t1}^1 = (84/28) \cdot 26,34 \text{ Nm} = 79,03 \text{ Nm} . \quad (14)$$

Preostane določitev momenta na gredi S:

$$M_{ts}^1 = -\left(1 - i_{13}^1\right) \cdot M_{t1}^1 = -\left(1 + (84/28)\right) \cdot 26,34 \text{ Nm} = -105,37 \text{ Nm} . \quad (15)$$

Preverimo pogoj podan z enačbo 12 in vidimo, da so momenti v ravnovesju.

$$\begin{aligned} M_{t1}^1 + M_{t3}^1 + M_{ts}^1 &= 0 \\ 26,34 \text{ Nm} + 79,03 \text{ Nm} - 105,37 \text{ Nm} &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

Druga zobniška stopnja

Druga zobniška stopnja je enaka prejšnji, zato lahko upoštevamo vse v prvi stopnji podane preračune. Vhodni moment na drugi stopnji je izhodni moment na planetni grediprejšnje stopnje $M_{t1}^2 = M_{ts}^1 = -105,37 \text{ Nm}$. Moment na obroču je $M_{t3}^2 = -i_{13}^2 \cdot M_{t1}^2 = -263,43 \text{ Nm}$ in moment na S-gredi je $M_{ts}^2 = -\left(1 - i_{13}^2\right) \cdot M_{t1}^2 = -\left(1 + (90/36)\right) \cdot (-105,37 \text{ Nm}) = 368,8 \text{ Nm}$.

Tudi v te stopnji je izpolnjen pogoj ravnovesja sil $M_{t1}^2 + M_{t3}^2 + M_{ts}^2 = 0$.

Tretja zobniška stopnja in dejanska sila navijanja

Ko določimo vhodni moment na podlagi prejšnje stopnje $M_{t1}^3 = M_{ts}^2 = 368,8 \text{ Nm}$ lahko izračunamo torzijski moment po enakih enačbah kot prej, ne glede na to, da je fiskirana planetna gred in ne obroč planetnega gonila. Tako je $M_{t3}^3 = -i_{13}^3 \cdot M_{t1}^3 = 922,0 \text{ Nm}$ in $M_{ts}^3 = -\left(1 - i_{13}^3\right) \cdot M_{t1}^3 = -1290,8 \text{ Nm}$.

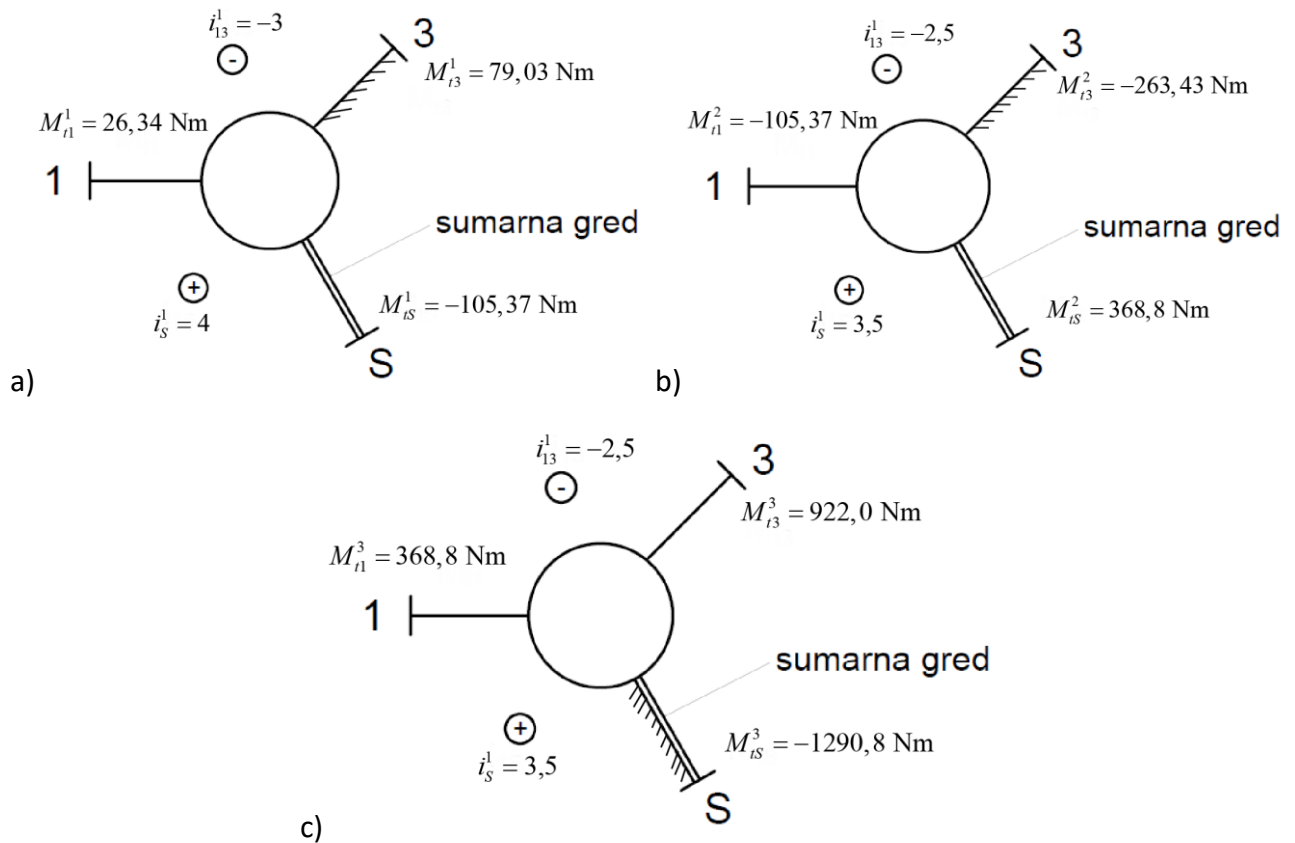
Dejanska sila navijanja na izbranem premeru bobna je z upoštevanjem 10% izgub enaka:

$$F_{b,dejanska} = \frac{|M_{t3}^3|}{D_b/2} \cdot \eta_{pog} = \frac{|-1290,8 \text{ Nm}|}{230 \text{ mm} / 2} \cdot 90\% = 7215,66 \text{ N} . \quad (17)$$

Zaradi motorja z večjo močjo je od teoretično potrebne sile večja za 2,99%, vendar je razlika zanemarljiva.

Wolfova shema momentov

Za vsako stopnjo lahko tudi predstavimo transformacijo momentov z Wolfovo shemo za gonilo 1A1 (slika 5). Kjer je gred šrafirana je blokirana. Sumarna gred je gred z absolutno največjim momentom in je označena z dvojno radialno črto.



Slika 5: Wolfova shema prve (a), druge (b) in tretje (c) stopnje [1.1].

Tabela rezultatov

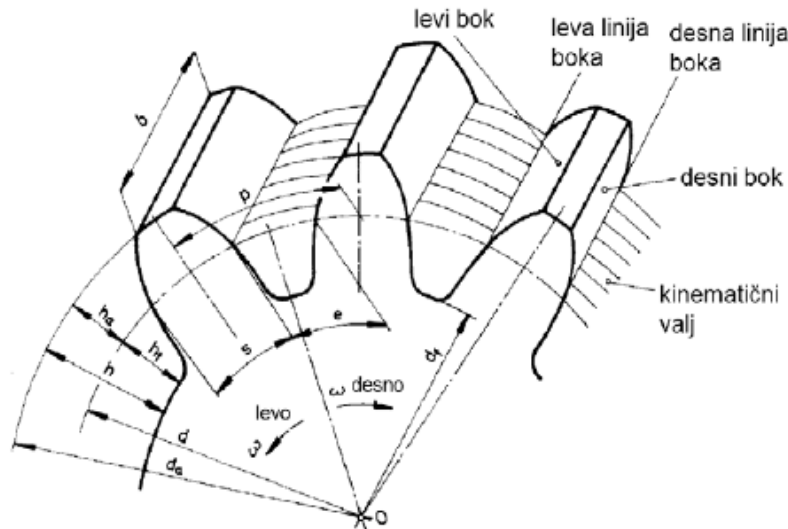
Do sedaj izračunane lastnosti prikažemo v spodnji tabeli.

Tabela 2: Zbor vrednosti.

Stopnja	št. zob z				Frekvenca n [obr./min]			Moment M_t [Nm]		
	z_1	z_2	z_3	n_p	n_1	n_3	n_s	M_{t1}	M_{t3}	M_{ts}
1.) ($i=4,0$)	28	28	84	4	1450	0	362,5	26,34	79,03	-105,37
2.) ($i=3,5$)	36	27	90	6	362,5	0	103,57	-105,37	-263,43	368,8
3.) ($i=-2,5$)	36	27	90	6	103,57	-41,43	0	368,8	922	-1290

Določitev dimenzij zobnikov

Z določitvijo parcialnih prestavnih razmerij smo že izbrali število zob posameznega zobnika. Sledi izbira modula planetnih stopenj in nato preračun širine, višine in premerov zobnikov (slika 6). V tem delu preračunamo tudi medosni razmik.



Slika 6: Dimenzije valjastega zobnika [1.1].

Modul

Modul zobnika definiramo kot:

$$\pi \cdot d_1 = p \cdot z_1$$

$$d_1 = \frac{p}{\pi} \cdot z_1 = m \cdot z_1 \quad (18)$$

$$m_n = \frac{p}{\pi}$$

p [mm] delitev

m_n [mm] normalni modul

z [] zobje

d [mm] premer razdelnega kroga

Za vsako planetno stopnjo definiramo modul. Vsi zobniki v planetni stopnji imajo enak modul. Tega ne moramo izbrati poljubno, saj lahko premajhen modul pomeni premajhen zob, ki ne preživi obremenitve. Pri znanem vrtilnem momentu in izbranem materialu lahko ocenimo modul zobnika s sledečima enačbama [1.2].

$$m_n \approx 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma \cdot \cos^2 \beta}{n_p \cdot z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F \lim}}} \quad (19)$$

$$m_n \approx \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma}{n_p \cdot \psi_d \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (20)$$

Kjer je M_{r1} vrtilni moment na pastorku, n_p število planetnikov in $u = z_2/z_1 \geq 1$ zobno razmerje. Te vrednosti smo določili v prejšnjem poglavju. Izberemo še razmerje širine zobnika in premera $\psi_d = 0,6$ (tabela 3) in določimo kot poševnosti $\beta = 20^\circ$ za vsako stopnjo. Poznan je koeficient porazdelitve sile na planetnike $K\gamma = 1,2$. Za material zobnikov (tabela 4) uporabimo 16MnCr5, ki ima korensko trajno dinamično trdnost $\sigma_{Flim} = 430$ MPa in bočno trajno dinamično trdnost $\sigma_{Hlim} = 1470$ MPa.

Tabela 3: Razmerje širine zobnika in premera [1.1].

Vrsta gonila Tolerančni razred ozobja	$\psi_d = b/d_1$								
	i	1	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Menjalniki in počasi tekoča gonila Tolerančni razred ozobja 8-10		0,25	0,31	0,35	0,40	0,45	0,5	0,55	0,6
Srednjehitro tekoča gonila, univerzalna gonila Tolerančni razred ozobja 7-8		0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,83	0,9
Hitro tekoča gonila z dolgo dobo trajanja, Tolerančni razred ozobja 6-7		0,8	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,12	1,16

Tabela 4: Trajne dinamične trdnosti materialov za zobnike [1.1].

Skupina materialov	Oznaka po EN	Toplotna obdelava	Trdota		σ_{Flim} (MPa)	σ_{Hlim} (MPa)
Siva litina	EN-GJL-200	-	180 HB		40	300
	EN-GJL-250	-	220 HB		55	360
Temprana litina	EN-GJMB-350	-	150 HB		165	320
	EN-GJMB-650	-	220 HB		205	460
Nodularna litina	EN-GJS-400	-	180 HB		185	370
	EN-GJS-600	-	250 HB		225	490
	EN-GJS-800	-	320 HB		250	600
Jeklena litina	GS-52	-	160 HB		140	320
	GS-60	-	180 HB		160	380
Konstrukcijska jekla	E295	-	160 HB		160	370
	E335	-	190 HB		175	430
	E360	-	210 HB		205	460
Jekla za poboljšanje	C 45	normalizirano poboljšanje	190 HV 10		205	530
	34CrMo4		270 HV 10		260	530
	42CrMo4		300 HV 10		285	600
	34CrNiMo6		310 HV 10		305	630
Jekla za poboljšanje	C45	plamensko ali induktivno kaljenje	jedro	boki		
	34CrMo4		190 HV 10	560 HV 10	270	1030
	34CrMo4		270 HV 10	590 HV 10	430	1070
	42CrMo4		280 HV 10	610 HV 10	360	1170
	34CrNiMo6		250 HV 10	590 HV 10	380	1270
Jekla za poboljšanje in nitriranje	42CrMo4	plinsko nitriranje	180 HV 10	550 HV 1	385	1070
	16MnCr5		280 HV 10	550 HV 1	405	1100
	31CrMoV9		320 HV 10	700 HV 1	420	1230
	14CrMoV6.9		360 HV 10	770 HV 1	430	1270
Jekla za cementiranje	16MnCr5	cementiranje in kaljenje	270 HV 10	720 HV 1	430	1470
	15CrNi6		310 HV 10	730 HV 1	460	1490
	17CrNiMo6		400 HV 10	740 HV 1	500	1510

Vrednosti v tabeli za σ_{Flim} veljajo za utripno obremenitev zoba. Pri izmenični obremenitvi znaša σ_{Flim} 70% podanih vrednosti.

Za vsako stopnjo izberemo glede na enačbi 19 in 20 modul, ki ima večjo vrednost kot je rezultat enačb $m_n = \max \{m_n(\sigma_{F \lim}), m_n(\sigma_{H \lim})\}$. Izbran modul mora biti standardni modul.

Izračun za **prvo stopnjo**:

$$m_n \approx 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma \cdot \cos^2 \beta}{n_p \cdot z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F \lim}}} = 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{26,34 \text{ Nm} \cdot 1,2 \cdot \cos^2 20^\circ}{4 \cdot 28 \text{ mm}^2 \cdot 0,6 \cdot 430 \text{ MPa}}} = 0,602 \text{ mm} \quad (21)$$

$$m_n \approx \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma}{n_p \cdot \psi_d \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = \frac{95 \cdot \cos 20^\circ}{28} \cdot \sqrt[3]{\frac{26,34 \text{ Nm} \cdot 1,2}{4 \cdot 0,6 \cdot 1470^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 0,734 \text{ mm} \quad (22)$$

Izračun za **drugo stopnjo**:

$$m_n \approx 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma \cdot \cos^2 \beta}{n_p \cdot z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F \lim}}} = 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{105,4 \text{ Nm} \cdot 1,2 \cdot \cos^2 20^\circ}{6 \cdot 36^2 \cdot 0,6 \cdot 430 \text{ MPa}}} = 0,706 \text{ mm} \quad (23)$$

$$m_n \approx \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma}{n_p \cdot \psi_d \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = \frac{95 \cdot \cos 20^\circ}{36} \cdot \sqrt[3]{\frac{105,4 \text{ Nm} \cdot 1,2}{6 \cdot 0,6 \cdot 1470^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 0,791 \text{ mm} \quad (24)$$

Izračun za **tretjo stopnjo**:

$$m_n \approx 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma \cdot \cos^2 \beta}{n_p \cdot z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F \lim}}} = 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{368,8 \text{ Nm} \cdot 1,2 \cdot \cos^2 20^\circ}{6 \cdot 36^2 \cdot 0,6 \cdot 430 \text{ MPa}}} = 1,072 \text{ mm} \quad (25)$$

$$m_n \approx \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_\gamma}{n_p \cdot \psi_d \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = \frac{95 \cdot \cos 20^\circ}{36} \cdot \sqrt[3]{\frac{368,8 \text{ Nm} \cdot 1,2}{6 \cdot 0,6 \cdot 1470^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 1,202 \text{ mm} \quad (26)$$

V spodnji tabeli 5 so prikazani končni izbrani standardni normalni moduli za vsako stopnjo. Kakor vidimo, so nekoliko večji kot bi to bilo potrebno. Razlog leži v kasnejšem natančnem trdnostnem preračunu. Kot bomo videli preliminarni preračun podcenjuje dejanske napetosti na zobnikih. Kasneje bomo potrebovali tudi tangencialni modul m_t . Poševne zobnike rabimo zaradi boljšega prekritja in tako večje površine (in manjših tlakov).

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (27)$$

Tabela 5: Izbrani moduli zobnikov.

Stopnja	modul m_n [mm]	modul m_t [mm]
(1.)	1,25	1,33
(2.)	1,50	1,60
(3.)	2,00	2,13

Širine in višine zobnikov

Širina

Pri določanju širine zobnika upoštevamo konstrukcijski pogoj, ki pravi, da je razmerje širine zobnika 15 do 25 modulov $\psi_m = b_1/m_n = 15$ do 25 . Vzemimo $\psi_m = 20$. Izračunamo širino za vsako planetno stopnjo.

$$\begin{aligned} b^1 &= 20 \cdot m_n^1 = 20 \cdot 1,25 \text{ mm} = 25 \text{ mm} \\ b^2 &= 20 \cdot m_n^2 = 20 \cdot 1,50 \text{ mm} = 30 \text{ mm} \\ b^3 &= 20 \cdot m_n^3 = 20 \cdot 2,00 \text{ mm} = 40 \text{ mm} \end{aligned} \quad (22)$$

Zavedati se moramo, da večja širina zobnika ugodno vpliva na tlak na ozobju.

Na podlagi ψ_m definiramo tudi osnovne pogoje uležajenja in tolerančni razred ozobja (Tabela 6). Konstrukcija bo jeklena.

Tabela 6: Razmerje širine zobnika in modula [1.1]

Uležajenje	Tolerančni razred ozobja	$\psi_m = b_1/m_n$
Jeklena konstrukcija, lahko ohišje	11...12	10...15
Jeklena konstrukcija ali plavajoči pastorek	8...9	15...25
Dobro uležajenje v ohišju	6...7	20...30
Natančno paralelno in togo uležajenje	6...7	25...35
$b/d_1 \leq 1$ natančno paralelno, togo uležajenje	5...6	40...60

Višina

Določimo različne višine zobnikov za vse tri stopnje. Višine so prikazane na Sliki 6 in jih določimo z sledečimi enačbami:

$$\begin{aligned} h^1 &= h_a^1 + h_f^1 = 1 \cdot m_n^1 + 1,25 \cdot m_n^1 = 1,25 \text{ mm} + 1,56 \text{ mm} = 2,81 \text{ mm} \\ h^2 &= h_a^2 + h_f^2 = 1 \cdot m_n^2 + 1,25 \cdot m_n^2 = 1,50 \text{ mm} + 1,88 \text{ mm} = 3,38 \text{ mm} \\ h^3 &= h_a^3 + h_f^3 = 1 \cdot m_n^3 + 1,25 \cdot m_n^3 = 2,00 \text{ mm} + 2,50 \text{ mm} = 4,50 \text{ mm} \end{aligned} \quad (28)$$

Premeri zobnikov

Za naše planetne zobnike profilnega pomika ni potrebno izvajati (več kot 17 zob) in veljajo naslednje enačbe, s katerimi lahko določimo različne premere zob vidne na sliki 6.

$$\begin{aligned} d_i^j &= m_n^j \cdot z_i^j \\ d_{fi}^j &= d_i^j - 2,5 \cdot m_n^j \\ d_{ai}^j &= d_i^j + 2 \cdot m_n^j \\ d_{bi}^j &= d_i^j \cos \alpha_n \end{aligned} \quad (29)$$

Indeks i predstavlja tip zobnika (sončnik 1, planetnik 2, obroč 3) v planetni stopnji j (1., 2., 3.). Prikažemo jih v sledečih tabelah.

Tabela 7: Premeri vseh zobnikov

Prva zobniška stopnja:

Zobnik	d [mm]	d_f [mm]	d_a [mm]	d_b [mm]
1	37,25	34,12	39,75	35,0
2	37,25	34,12	39,75	35,0
3	111,74	108,61	114,24	105,0

Druga zobniška stopnja:

Zobnik	d [mm]	d_f [mm]	d_a [mm]	d_b [mm]
1	57,47	53,72	60,47	54,0
2	43,1	39,35	46,1	40,5
3	143,66	139,91	146,66	135,0

Tretja zobniška stopnja:

Zobnik	d [mm]	d_f [mm]	d_a [mm]	d_b [mm]
1	76,62	71,62	80,62	72,0
2	57,47	52,47	61,47	54,0
3	191,55	186,55	195,55	180,0

Pri določanju premerov smo morali upoštevati pogoje, ki se nanašajo na dimenzijo bobna ter število planetnikov.

Premeri zunanjih sončnikov d_{a3} ne smejo biti večji od pogoja:

$$\begin{aligned} d_{a\max} &= D_b - 2 \cdot t_b - 6,5 \cdot m_n \\ d_{a3} &< d_{a\max} \end{aligned} \quad (30)$$

Kjer je upoštevan manjši premer zaradi debeline stene ter zunanji premer obroča (upoštevamo 3,75 modula debeline). Za vsako stopnjo tako preverimo pogoj in vidimo, da so premeri ustrezni.

$$\begin{aligned} d_{a\max}^1 &= 230 \text{ mm} - 2 \cdot 8 \text{ mm} - 6,5 \cdot 1,25 \text{ mm} = 205,88 \text{ mm} \\ d_{a\max}^2 &= 230 \text{ mm} - 2 \cdot 8 \text{ mm} - 6,5 \cdot 1,50 \text{ mm} = 204,25 \text{ mm} \\ d_{a\max}^3 &= 230 \text{ mm} - 2 \cdot 8 \text{ mm} - 6,5 \cdot 2,00 \text{ mm} = 201,00 \text{ mm} \end{aligned} \quad (31)$$

Preveriti moramo tudi, ali so dimenzije in število planetnikov medsebojno skladni in je vgradnja ter dolovanje mogoče.

$$u = 2 \frac{d_1 + d_2}{2} \sin(\pi/n_p) - d_{a2} \geq 0 \quad (32)$$

Geometrijski pogoj planetnikov u upošteva premer sončnika, planetnika ter število planetnikov. Dokler je $u \geq 0$ planetniki ne pridejo v kontakt. Preverimo za vsako stopnjo.

$$\begin{aligned} u^1 &= (37,25 + 37,25) \cdot \sin(\pi/4) - 39,75 = 12,93 \text{ mm} \\ u^2 &= (57,47 + 43,1) \cdot \sin(\pi/6) - 46,1 = 4,18 \text{ mm} \\ u^3 &= (76,62 + 57,47) \cdot \sin(\pi/6) - 61,47 = 5,58 \text{ mm} \end{aligned} \quad (33)$$

Medosni razmik

Določimo razdaljo med soosnimi sončniki in planetniki. Ker profilnega pomika ni, velja $a = a_d$.

V prvi stopnji je medosna razdalja

$$a_d^1 = \frac{d_1^1 + d_2^1}{2} = \frac{37,25 \text{ mm} + 37,25 \text{ mm}}{2} = 37,25 \text{ mm} , \quad (34)$$

druga medosna razdalja je

$$a_d^2 = \frac{d_1^1 + d_2^1}{2} = \frac{57,43 \text{ mm} + 43,1 \text{ mm}}{2} = 50,28 \text{ mm} \quad (35)$$

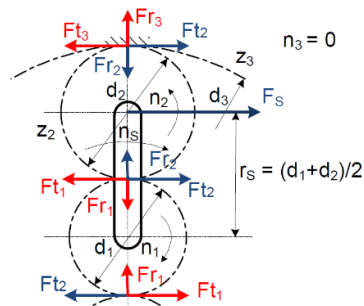
in tretja planetna stopnja je ima medosno razdaljo

$$a_d^3 = \frac{d_1^1 + d_2^1}{2} = \frac{76,62 \text{ mm} + 57,47 \text{ mm}}{2} = 67,04 \text{ mm} . \quad (36)$$

Sile na zobnikih

Sila na zob deluje v smeri normale na bok zoba. Razstavimo jo na tangencialno silo F_t in radialno silo F_r . Tangencialna sila deluje na zob zobnika v smeri vrtenja (povzroča vrtenje). Radialna sila pa je usmerjena v središče zobnika. Določimo lahko tudi aksialno sile F_a zaradi poševnosti ozobja.

Kot velja, da vedno delujeta dva zobnika v paru velja tudi za sile. Na gnanem zobniku delujeta nasprotno enake tangencialne in radialne sile, ki so na gonilnem zobniku. V planetnem gonilu so na enaki stopnji trije kontakti. Zaradi simetrije plenatnega gonila so radialne sile na planetnikih v ravnovesju in ne obremenjujejo gredi.



Slika 7: Sile na planetnem gonilu [1.1].

Na vsaki stopnji lahko izračunamo sile preko enačb sledečih. Pri tem ne upoštevamo izgub in so enačbe le približek.

$$\begin{aligned}
 F_{t1}^j &\approx \frac{2 \cdot M_{t1}^j}{n_p^j \cdot d_1^j} \\
 F_{t3}^j &\approx \frac{2 \cdot M_{t3}^j}{n_p^j \cdot d_3^j} \\
 F_{tS}^j &\approx \frac{M_{tS}^j}{n_p^j \cdot a_d^j}
 \end{aligned} \tag{37}$$

Iz ravnovesja sil vidimo, da velja

$$F_{t1}^j = F_{t3}^j = F_{tS}^j / 2. \tag{38}$$

Za vsako stopnjo tako izračunamo:

$$\begin{aligned}
 F_{t1}^1 &= F_{t3}^1 = F_{tS}^1 / 2 = 353,63 \text{ N} \\
 F_{t1}^2 &= F_{t3}^2 = F_{tS}^2 / 2 = 611,22 \text{ N} \\
 F_{t1}^3 &= F_{t3}^3 = F_{tS}^3 / 2 = 1604,44 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{39}$$

in aksialne sile:

$$\begin{aligned}
 F_a^1 &= F_{t1}^1 \cdot \tan \beta = 128,7 \text{ N} \\
 F_a^2 &= F_{t1}^2 \cdot \tan \beta = 222,5 \text{ N} \\
 F_a^3 &= F_{t1}^3 \cdot \tan \beta = 584,0 \text{ N.}
 \end{aligned} \tag{40}$$

Vrednotenje zobnikov na korensko in bočno trdnost

Zobnike oblikujemo tako, da v času obratovanja ne pride do kritičnih poškodb. V grobem ločimo poškodbe zobnikov na lome zob (trenutna poškodba zaradi utrujanja materiala) in poškodbe bokov zob (zajedanje, jamičenje in abrazivna obraba). V sledečih poglavjih zobnike računsko vrednotimo in zagotovimo, da je njihova konstrukcija primerna [1.2].

Celoten postopek izračuna prikažemo na zobnikih zadnje stopnje, saj je tam sila na zobeh največja. Kasneje prikažemo tudi delne izračune za prostali stopnji.

Korenska nosilnost zobnikov

Da zagotovimo, da do bolj kritičnega loma zob ne pride, preračunamo zob zobnika na upogibno napetost σ_F in jo primerjamo z dopustno napetostjo σ_{FP} . Na enačbi za upogibno napetost temelji preračun zobnikov na korensko trdnost po DIN 3990 in ISO 6336.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot (K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\gamma) \quad (41)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{S_{F\min}} \quad (42)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

Sedaj bomo prikazali postopek izračuna in določanja parametrov za planetnik tretje stopnje.

Načeloma vrednotimo korensko nosilnost za vsak zobnik v zobniškem paru ločeno.

Planetnik izberemo, ker ima najmanjše število zob in je opsledično bolj kritičen.

Osnovni parametri za izračun σ_F so **obodna sila** $F_t = 1604,44 \text{ N}$, **širina zobnika** $b = 40 \text{ mm}$

in **normalni modul** $m_n = 2 \text{ mm}$. Vidimo, da če želimo majhno upogibno napetost

potrebujemo manjšo silo, ki jo zagotovimo z večjim številom planetnikov ali večjim

premerom in modulom, ki zagotovita večjo količino materiala, ki je pod obremenitvijo.

Osnoven izračun napetosti priredijo razni koeficienti.

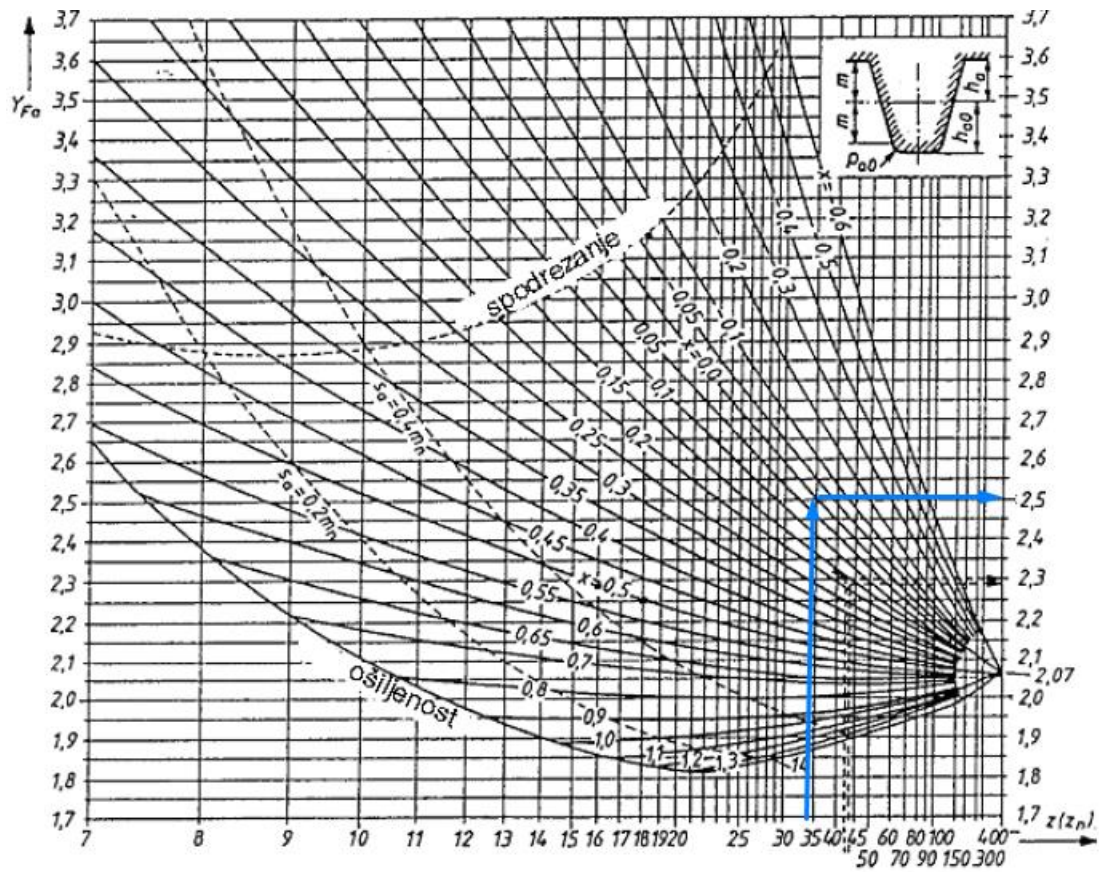
Koeficient oblike zoba Y_{Fa} in **koeficient zarezne učinka** Y_{Sa}

Y_{Fa} upošteva vpliv oblike zoba na upogibno napetost v korenu in Y_{Sa} upošteva učinek zaradi zaokrožitve zoba v korenu. Pri poševnem ozobju prvo izračunamo nadomestno število zob.

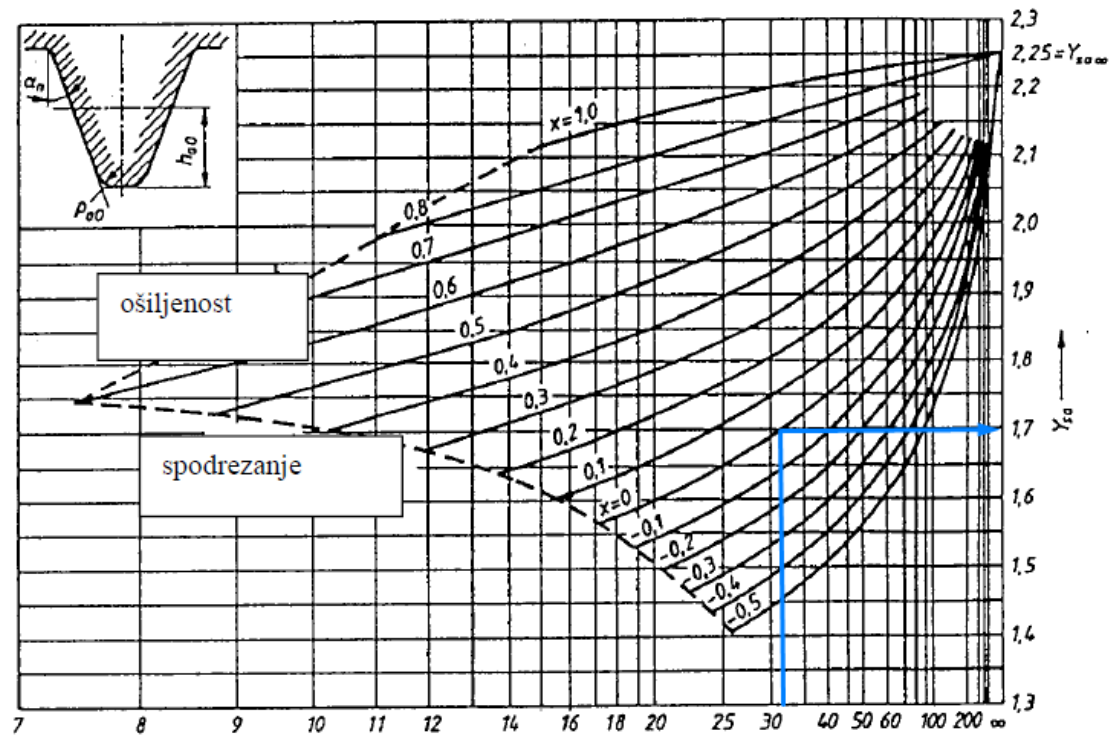
$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \cong \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 20^\circ} = 33 \quad (43)$$

Za profilni pomik $x = 0$ iz diagrama za določitev koeficienta oblike zoba (*slika 8*) določimo vrednost $Y_{Fa} = 2,52$ in iz diagrama za določitev koeficienta zarezne učinka (*slika 9*)

$Y_{Sa} = 1,70$.



Slika 8: Diagram koeficienta oblike zob [1.2].



Slika 9: Diagram koeficienta zareznega učinka [1.2]

Korenski koeficient prekritja Y_ε upošteva porazdelitev sile na več zob v kontaktu. Odvzem je odvisen od čelne stopnje prekritja, ki jo določimo po enačbi:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha n}} = 0,25 + \frac{0,75 \cdot \cos^2 \beta_b}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75 \cdot \cos^2 18,75^\circ}{1,38} = 0,74 \quad (44)$$

in člene enačbe določimo po spodnjih izrazih.

$$\begin{aligned} \beta_b &= \arctan(\cos \alpha_t \cdot \tan \beta) = 18,75^\circ \\ \alpha_t &= \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ}\right) = 21,17^\circ \\ \alpha_{wt} &= \arccos\left(\frac{a'}{a} \cdot \cos \alpha_t\right) = \alpha_t = 21,17^\circ \end{aligned} \quad (45)$$

kjer je ε_α profilna stopnja prekritja.

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_{wt}}{2\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} \\ &= \frac{\sqrt{81^2 - 72^2} + \sqrt{61^2 - 54^2} - 2 \cdot 67 \cdot \sin 21^\circ}{2\pi \cdot 2,13 \cdot \cos 21^\circ} = 1,38 \end{aligned} \quad (46)$$

Korenski koeficient poševnosti zob Y_β upošteva povečanje korenske nosilnosti zaradi poševnosti ozobja. ε_β je bočna stopnja prekritja.

$$\begin{aligned} Y_\beta &= 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{20^\circ}{120^\circ} = 0,64 \\ \varepsilon_\beta &= \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \cdot \pi} = 2,18 \end{aligned} \quad (47)$$

Koeficienta porazdelitve sile v profilni ravnini $K_{F\alpha}$ in $K_{H\alpha}$ upoštevata porazdelitev sile v profilni ravnini in ga določimo po DIN 3990 (tabela 8).

Izračunamo pogoj $(F_t/b) \cdot K_A = (1604 \text{ N}/40 \text{ mm}) \cdot 1 = 41 \text{ N/mm}$ in izračunamo za poševno ozobje. K_A je koeficient obratovanja in ε_α profilna stopnja prekritja.

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = \varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta = 1,38 / \cos^2 20^\circ = 1,56 \quad (48)$$

Tabela 8: Koeficient porazdelitve sile v profilni ravnini [1.2].

Tolerančni razred ozobja (DIN3961)			(F _t /b)·K _A > 100N/mm								≤100N/mm
			6	7	8	9	10	11	12	6 in višji	
površinsko utrjeni (cementirani, kaljeni, nitrirani)	ravno ozobje	K _{Fα}	1	1	1,1	1,2	1/Y _ε ≥ 1,2				
		K _{Hα}	1	1	1,1	1,2	1/Z _ε ² ≥ 1,2				
	poševno ozobje	K _{Fα}	1	1,1	1,2	1,4	ε _α /cos ² β ≥ 1,4				
		K _{Hα}	1	1,1	1,2	1,4					
površinsko neutrjeni	ravno ozobje	K _{Fα}	1	1	1	1,1	1,2	1/Y _ε ≥ 1,2			
		K _{Hα}	1	1	1	1,1	1,2	1/Z _ε ² ≥ 1,2			
	poševno ozobje	K _{Fα}	1	1	1,1	1,2	1,4	ε _α /cos ² β ≥ 1,4			
		K _{Hα}	1	1	1,1	1,2	1,4				

Koeficienta porazdelitve sil po širini zoba $K_{F\beta}$ in $K_{H\beta}$ omogočata upoštevanje

neenakomerne porazdelitve sile po širini zoba. V fazi vtekanja se lokalna obremenitev poveča. Za širino zobnika $b = 40 \text{ mm}$, tolerančni razred ozobja 8, ki je površinsko utrjen na $\sigma_{H\text{lim}} = 1470 \text{ MPa}$ določimo koeficiente.

Po tabeli 9 in 10 določimo $F_{\beta x} = f_{\text{shg}} + f_{H\beta} = 7 \text{ } \mu\text{m} + 18 \text{ } \mu\text{m} = 25 \text{ } \mu\text{m}$.

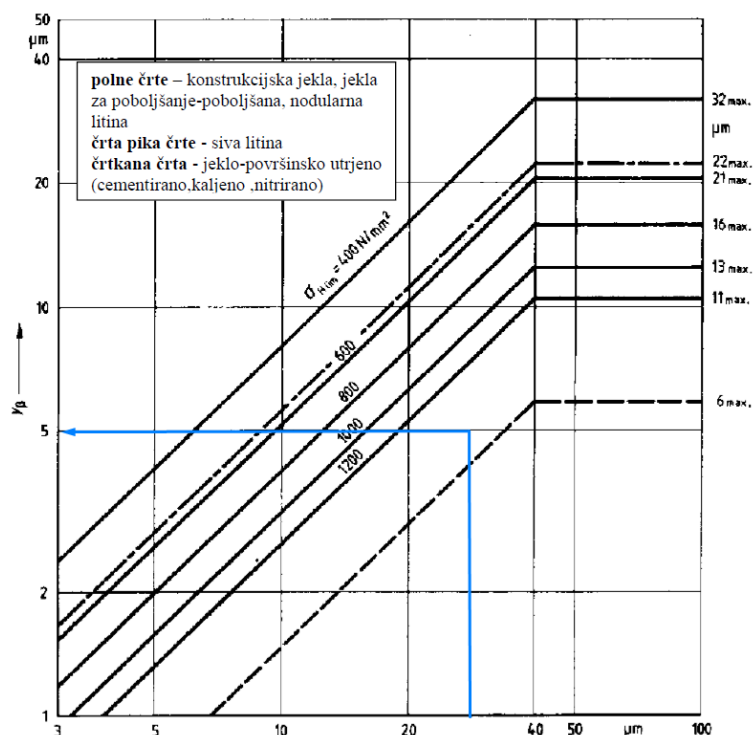
Iz grafa na sliki 10 določimo y_{β} in izračunamo $F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 25 \text{ } \mu\text{m} - 5 \text{ } \mu\text{m} = 20 \text{ } \mu\text{m}$.

Tabela 9: Odstopke bočnice zaradi deformacij [1.2].

širina b (mm)	do 20	nad 20 do 40	nad 40 do 100	nad 100 do 200	nad 200 do 315	nad 315 do 560	nad 560
zelo toga gonila (npr. stacionarna turbogonila)	5	6,5	7	8	10	2	16
srednje toga gonila (večina industrijskih gonil)	6	7	8	11	14	18	24
gonila z majhno togostjo	10	13	18	25	30	38	50

Tabela 10: Odstopke bočnice zaradi netočnosti izdelave

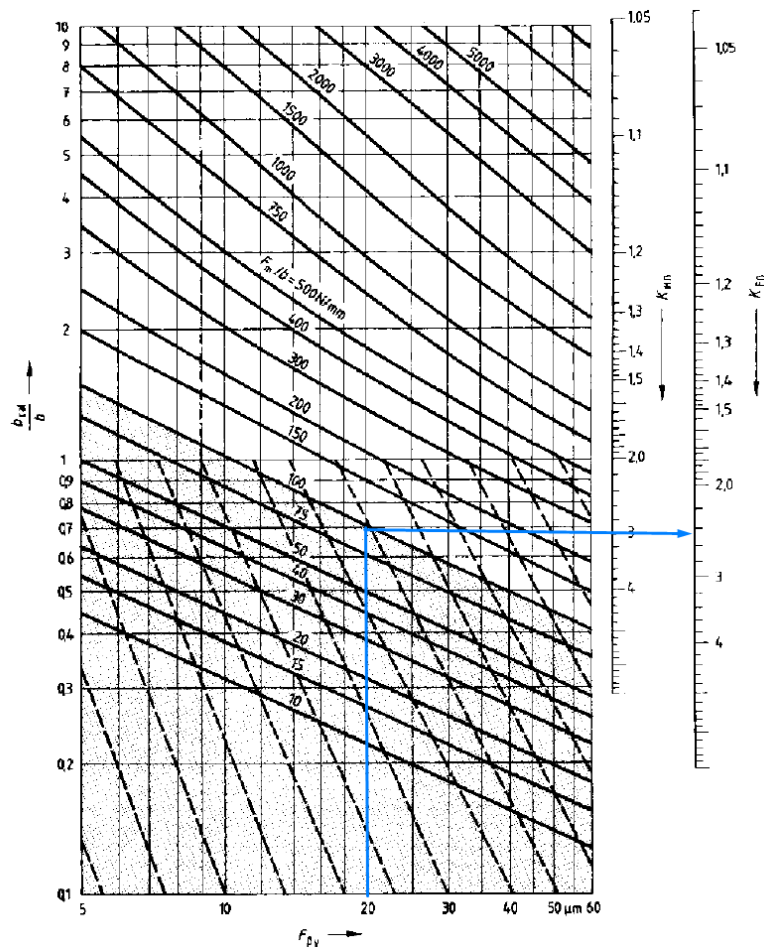
Tolerančni razred ozobja	$f_{H\beta}$ v μm pri širini b v mm			
	do 20	nad 20 do 40	nad 40 do 100	nad 100
5	6	6,5	7	8
6	8	9	10	11
7	11	13	14	16
8	16	18	20	22
9	35	28	28	32
10	36	40	45	50
11	56	63	71	80
12	90	100	110	125



Slika 10: Odstopke bočnice pre vtekanjem [1.2].

Iz grafa na sliki 11 lahko odčitamo končne vrednosti $K_{F\beta} = 2,25$ in $K_{H\beta} = 3,0$.

Če je $F_m/b \leq 100 \text{ N/mm}$ odčitamo po liniji 100 N/mm .



Slika 11: Koeficienti porazdelitve sile po širini zoba [1.2].

Koeficient obratovanja $K_A = 1$ upošteva dodatne zunanje dinamične obremenitve.

Tabela 11: Koeficienti obratovanja.

Način obremenitve	Pogonski stroj			
	enakomerna (elektromotor, parne in plinske turbine)	zmerno sunkovita*	srednje sunkovita (večvaljni zgorevalni motor)	močno sunkovita (enovaljni zgorevalni motor)
enakomerna (tračni transporter, mala dvigala, podajalno predležje, kompresorji)	1	1,1	1,25	1,5
zmerno sunkovita (transporterji z neenakomernim doziranjem, glavna predležja obd. strojev, težka dvigala, mešalniki, večcilindrske batne črpalke)	1,25	1,35	1,5	1,75
Srednje sunkovita (lesnoobdelovalni stroji, enocilindrske batne črpalke, mešalniki pri pogostem zaganjanju, krogelni mlini)	1,5	1,6	1,75	2
močno sunkovita (bagri, stance, drobilci, valjarski in metalurški stroji, težke centrifuge)	1,75	1,85	2	2,25

Dinamični koeficient K_v upošteva notranje dinamične sile.

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{\frac{(F_t \cdot K_A)}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

$$= 1 + \left(\frac{21,8}{100} + 0,0087 \right) \cdot \frac{36 \cdot 0,4}{100} \cdot \sqrt{\frac{1^2}{1+1^2}} = 1,06$$
(49)

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{76,6 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 103,6 \text{ obr./min}}{60} = 0,415 \text{ m/s}$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 0,75 \geq 1 \rightarrow u = 1$$

Kjer je v obodna hitrost na delilnem krogu v m/s, in u zobno razmerje. Dodatno moramo upoštevati, da če je $(F_t \cdot K_A)/b \leq 100 \text{ N/mm}$ upoštevamo $(F_t \cdot K_A)/b = 100 \text{ N/mm}$.

$K_1 = 21,8$ in $K_2 = 0,0087$ določimo iz tabele 12.

Tabela 12: Koeficienta za izračun dinamičnega koeficienta.

Tolerančni razred ozobja	K ₁ pri različnih tolerančnih razredih ozobja								K ₂
	5	6	7	8	9	10	11	12	vsi
Ravno ozobje	5,7	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5	0,0193
Poševno ozobje	5,1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1	0,0087

Koeficient porazdelitve sil na planetnike K_γ vzamemo vrednost $K_\gamma = 1,2$.

Korekcijski koeficient napetosti Y_{ST} vzamemo kot $Y_{ST} = 2$.

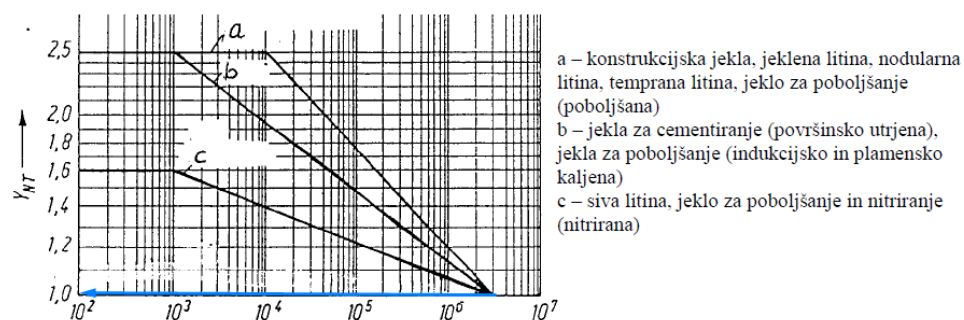
Korenski koeficient življenjske dobe Y_{NT} upošteva povečanje dopustne napetosti v korenu zoba, če obratujejo v področju časovne trdnosti.

Za naše zobnike je konstrukcijski pogoj 1000 ur delovanja, kar lahko pretvorimo v število obremenitvenih ciklov.

$$N_L = L_h \cdot 60 \cdot (n_1 - n_s) \cdot n_p = 1000 \text{ h} \cdot 60 \cdot (362,5 - 103,5) \text{ obr./min} = 9,32 \cdot 10^7 \quad (50)$$

Z uporabo tabele 13 lahko določimo koeficient $Y_{NT} = 1$.

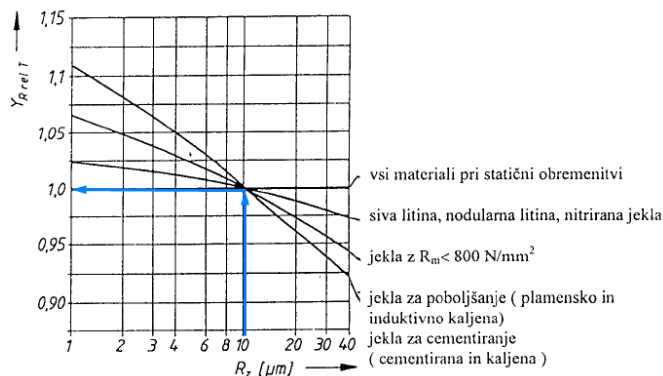
Tabela 13: Korenski koeficient življenjske dobe [1.2].



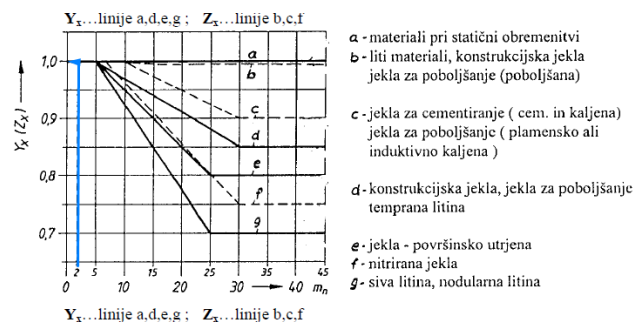
Relativni koeficient občutljivosti na zarez $Y_{\delta rel T}$ pri običajni zaokrožitvi v korenu $Y_{\delta rel T} = 1$.

Koeficient relativne hrapavosti $Y_{R rel T} = 1$ po sliki 12, kjer je $R_z = 10$.

Koeficienta velikosti $Y_X = Z_X = 1$ po sliki 13.



Slika 12: Relativni koeficient hrapavosti [1.2].



Slika 13: Koeficient velikosti [1.2].

Kot osnovni podatek za izračun dopuste napetosti korenske obremenitve je materialni podatek o **korenski trajni dinamični trdnosti** $\sigma_{F min} = 430 \text{ MPa}$. Poleg že določenih parametrov, ga priredi tudi varnostni faktor **minimalne korenske varnosti** $S_{F min} = 1,4$.

Izračun korenske nosilnosti planetnika 3. stopnje

Z določenimi parametri izračunamo po enačbi (40) in (41) korensko nosilnost zobnikov in jo primerjamo z dopustno napetostjo.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot (K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\gamma})$$

$$= \frac{1604 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} \cdot 2,5 \cdot 1,7 \cdot 0,74 \cdot 0,64 \cdot (1,56 \cdot 2,45 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,2) = 189,59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{430 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} = 614,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 189,59 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 614,3 \text{ MPa}$$

Vidimo, da je za planetni zobnik na tretji stopnji korenska obremenitev ustrezna, saj ne preseže dopustne napetosti.

Bočna nosilnost zobnikov

Pri dovolj visokem površinskem tlaku, ki ga lahko popišemo z Hertzovo enačbo σ_H , se začne na zobniškem sklopu pojavljati jamičenje. Progresivna poškodba se nadaljuje dokler ozobje zaradi zmanjšanja nosilne površine postane neuporabno. Do jamičenja ne pride, če tlak ne preseže dopustnega, ki ga določimo na osnovi Wöhlerjevih krivulj bočne trdnosti. Preračun lahko izvedemo po DIN 3990 in ISO 6336.

V kotalni točki lahko površinski (Hertzov) tlak določimo kot:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot (K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\gamma)} \quad (51)$$

In dopustni površinski tlak določimo z enačbo:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{Hmin}} \quad (52)$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

Kot pri določanju korenske nosilnosti, bomo prikazali postopek izračuna in določanja parametrov za planetnik tretje stopnje. Nekaj parametrov je skupnih in so že določeni.

Osnovni parametri za izračun σ_H so **obodna sila** $F_t = 1604,44 \text{ N}$, **širina zobnika** $b = 40 \text{ mm}$ in **premer razdelnega kroga** $d_1 = 76,62 \text{ mm}$. Preostali koeficienti za izračun napetosti izračunamo v sledečih korakih.

Koeficient oblike zobnega boka Z_H upošteva ukrivljenost v kotalni točki.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 18,75^\circ \cdot \cos 21,17^\circ}{\cos^2 21,17^\circ \cdot \sin 21,17^\circ}} = 2,37 \quad (53)$$

Koeficient elastičnosti materiala Z_E upošteva vpliv modula elastičnosti E in Poissonovega števila ν na površinski tlak. Za kombinacijo jeklo-jeklo izračunamo:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot \left(\frac{1-0,3^2}{210\,000 \text{ MPa}} \right)}} = 192 \sqrt{\text{N/mm}^2}. \quad (54)$$

Bočni koeficient prekritja zob Z_ε upošteva porazdelitev sile na več bopkov zob v ubiranju.

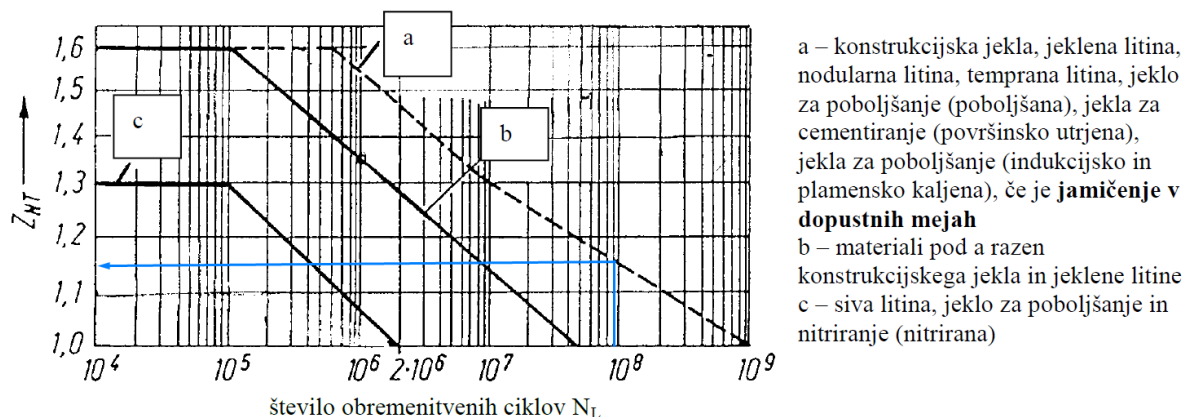
Odvisen je od profilne in bočne stopnje prekritja in sicer za $\varepsilon_\beta \geq 1$ velja enačba:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,38}} = 0,85 \quad (55)$$

Bočni koeficient poševnosti zob Z_β izračunamo kot:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}} = \sqrt{\frac{1}{\cos 20^\circ}} = 1,03. \quad (56)$$

Bočni koeficient življenske dobe $Z_{NT} = 1,15$ upošteva povečanje dopustnega površinskega tlaka, če zobniki obratujejo v področju časovne trdnosti (slika 14).



Slika 14: Bočni koeficient življenske dobe.

Koeficient maziva Z_L upošteva vpliv viskoznosti olja in tvorjenje oljnega filma na bočno nosilnost, **koeficient hitrosti** Z_V upošteva vpliv obodne hitrosti na tvorjenje oljnega filma in na bočno nosilnost ter **koeficient hrapavosti** Z_R upošteva vpliv hrapavosti bokov na bočno nosilnost. Najprej določimo R_{Z100} , kjer je $R_Z \approx 6 \cdot R_a = 6 \cdot 1,6 \mu\text{m} = 9,6 \mu\text{m}$ (finejše freziranje) in medosna razdalja $a = 67,04 \text{ mm}$.

$$R_{Z100} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{100}{a}} = 9,6 \mu\text{m} \cdot \sqrt[3]{\frac{100}{67,04 \text{ mm}}} = 11 \mu\text{m} \quad (57)$$

Za $R_{Z100} \geq 4 \mu\text{m}$ lahko Z_L , Z_V , Z_R poenostavljeno določimo kot

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (58)$$

Določimo še **koeficient para materialov** Z_W , ki upošteva povečanje bočne trdnosti mehkejšega zobnika zaradi glajenja površine. Pri enakih materialih zobnika nima učinka in je $Z_W = 1$.

Kot osnovni podatek za izračun dopustnega površinskega tlaka je materialni podatek o **bočni trajni dinamični trdnosti** $\sigma_{H\min} = 1470 \text{ MPa}$. Poleg že določenih parametrov, ga priredi tudi varnostni faktor **minimalne bočne varnosti** $S_{H\min} = 1,2$.

Izračun bočne nosilnosti planetnika 3. stopnje

Z določenimi parametri izračunamo po enačbi (50) in (51) bočno nosilnost zobnikov in jo primerjamo z dopustnim tlakom.

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot (K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\gamma)} \\ &= 2,37 \cdot 192 \sqrt{\text{N/mm}^2} \cdot 0,85 \cdot 1,03 \cdot \sqrt{\frac{1604 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot 76,62 \text{ mm}} \cdot \frac{1+1}{1} \cdot (1,56 \cdot 3,0 \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1,2)} = \\ &= 979,4 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{HP} &= \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{H\min}} \\ &= \frac{1470 \text{ MPa} \cdot 1,15 \cdot (0,92) \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 1296,05 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_H = 979,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 1296,05 \text{ MPa}.$$

Vidimo, da je za planetni zobnik na tretji stopnji bočna obremenitev ustrezna, saj ne preseže dopustnega tlaka.

Na primeru planetnega zobnika tretje stopnje, ki je zaradi največjih obremenitev najbolj kritičen, smo prikazali celoten postopek vrednotenja korenske in bočne trdnosti.

Kot vidimo je veliko bolj problematičen bočni tlak, saj so izračunane napetosti veliko bližje dopustnim. Tudi v praksi se zobniki veliko bolj pogosto obrabijo zaradi jamičenja, kot pa posledica trenutnega zloma zoba v korenu.

Rezultati korenske in bočne trdnosti vseh stopenj

Tabela 14: Vrednotenje zobnikov planetnika.

	1. stopnja	2. stopnja	3. stopnja
F_t	353,63 N	611,22 N	1604,44 N
b	25 mm	30 mm	40 mm
m_n	1,25 mm	1,5 mm	2,0 mm
d_1	37,25 mm	57,47 mm	76,62 mm
u	1	1	1
$\sigma_{F\lim}$	430 MPa	430 MPa	430 MPa
$\sigma_{H\lim}$	1470 MPa	1470 MPa	1470 MPa
Y_{Fa}	2,55	2,52	2,52
Y_{Sa}	1,72	1,7	1,7
Y_ε	0,74	0,74	0,74
Y_β	0,64	0,64	0,64
$K_{F\alpha}$	1,56	1,4	1,56
$K_{F\beta}$	2,45	2,45	2,45
$K_{H\alpha}$	1,56	1,4	1,56
$K_{H\beta}$	3,0	3,0	3,0
K_A	1,0	1,0	1,0
K_V	1,13	1,06	1,02
K_γ	1,2	1,2	1,2
Y_{NT}	1,0	1,0	1,0
Y_{RrelT}	1,0	1,0	1,0
$Y_{\delta relT}$	1,0	1,0	1,0
Y_X	1,0	1,0	1,0
Y_{ST}	2,0	2,0	2,0
Z_H	2,37	2,37	2,37
Z_E	192	192	192
Z_ε	0,85	0,85	0,85
Z_β	1,03	1,03	1,03
Z_{NT}	1,15	1,2	1,2
Z_W	1,0	1,0	1,0
Z_X	1,0	1,0	1,0
$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R$	0,92	0,92	0,92
$S_{F\min}$	1,4	1,4	1,4
$S_{H\min}$	1,2	1,2	1,2
$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$	120,44 MPa ≤ 614,29 MPa	109,85 MPa ≤ 614,29 MPa	189,59 MPa ≤ 614,29 MPa
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$	874,6 MPa ≤ 1296,0 MPa	777,94 MPa ≤ 1352,4 MPa	979,4 MPa ≤ 1296,1 MPa

Vrednotenje ostalih strojnih elementov

Do sedaj smo preko preračunov konstruirali bistvene elemente vitla – zobniški prenos. Toda celotna konstrukcija zahteva dodatne elemente, ki omogočajo pravilno funkcioniranje.

Tukaj komentiramo in vrednotimo bistve dodatne elemente kot so gredi, mozniške zveze, ležaje, ohišje, vijačne zveze, itd.

Vrednotenje gredi

Dimenzije gredi nam omejujejo že definirani premeri gonilnih zobnikov oz. pastorkov. Sprva preračunamo osnovno dimenzijo gredi [1.3].

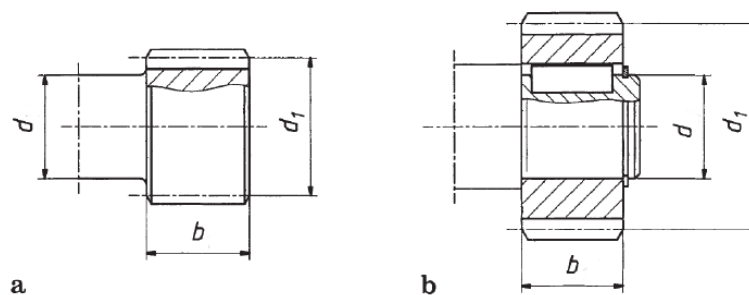
Konstrukcijska izvedba pastorka

Manjši zobnik v zobniški dvojici imenujemo pastorek. Izvajamo ga lahko na dva načina. Lahko je izdelan skupaj z gredjo ali pa sta gred in zobnik povezana preko gredne vezi (*Slika 15*). Zagotoviti moramo, da so razdelni premeri zobnika usklajeni s premerom gredi.

Najmanjši dovoljeni premeri pri znanih gredi znašajo za:

a) primer $d_1 \approx (1,2 \dots 1,4) \cdot d$ in za

b) primer $d_1 \approx (2 \dots 2,5) \cdot d$



Slika 15: Oblikovanje pastorka (a) skupaj z gredjo in (b) z gredno vezjo [1.3].

Odločimo se za izvedbo kjer je pastorek izdelan skupaj z gredjo. Izbrane dimenzije gredi z_n na mestu zobnika d_g so v tabeli 15 spodaj.

Tabela 15: Premeri gredi pod zobniki.

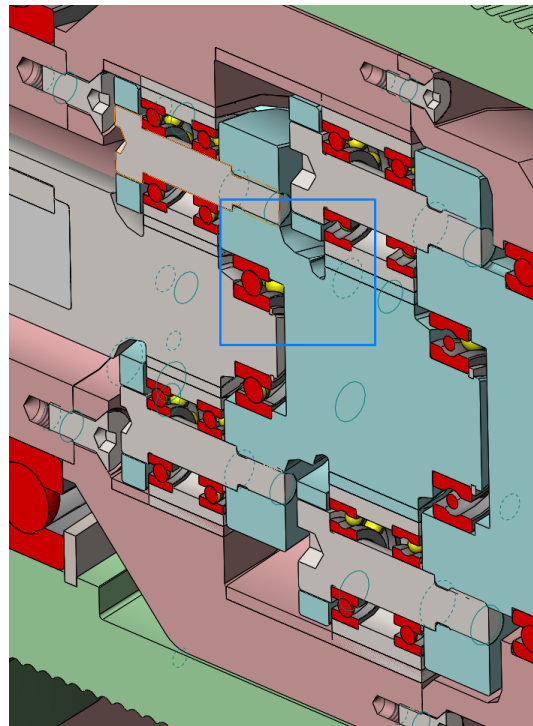
Gred z_n	d_g [mm]	d_{od} [mm]	d_{do} [mm]
1	28	14,9	31,0
2	47	23,0	47,9
3	60	30,7	63,9

Okoli teh dimenzij konstruiramo celotno gred. Seveda dimenzije gredi omejujejo tudi izbrani ležaji, tesnila in drugi elementi.

Kontrola napetosti v kritičnem prerezu gredi

V gonilu so zaradi vrtilnih momentov gredi obremenjene na torzijo. Upogibne obremenitve zaradi narave planetnega gonila niso prisotne. Kritični prerezi so mesta na gredi, kjer se zaradi zarezni učinkov pojavijo povečane imenske napetosti. To povečanje upoštevamo s koeficientom zarezne učinka β .

Kritično mesto gredi je vidno na sliki 16. Na mestu kjer je v notranjosti gredi odprtina za ležaj in hkrati na zunanji strani prehod iz kletke na gred je najbolj obremenjena zaradi lokalnih napetosti.



Slika 16: Kritična točka gredi.

Vse tri gredi imajo zelo podoben prehod in posledično enak koeficient zarezne učinka.

Gledamo torzijski moment na mestu, ki znaša:

$$\tau_{t\max} = \beta_{kt} \cdot \frac{M_t}{W_p} = \beta_{kf} \cdot \frac{16}{\pi} \cdot \frac{d_a}{d_a^4 - d_i^4} \cdot M_t \leq \tau_{t,dop} \quad (59)$$

Koeficient zarezne učinka za torzijo β_{kt} določimo sledeče:

$$\beta_{kt} = 1 + \eta_k \cdot (\alpha_{kt} - 1) = 1 + 0,33 \cdot (5 - 1) = 2,32 \quad (60)$$

$\alpha_{kt} = 5$ koeficient oblike zareze za prehod pri torziji - predpostavimo max. (Diag. 2, vir [1.3])

$\eta_k = 0,33$ koeficient občutljivosti materiala na zareze - $R_m = 1000MPa$; $R_{p0,2} = 500MPa$; $\rho=0,5$ (Diag. 4, vir [1.3])

Dopustna napetost v kritičnem prerezu je odvisna od trajne dinamične trdnosti materiala gredi, velikosti prereza in hrapavosti površine.

$$\tau_{dop} = \frac{\tau_D^{R=0} \cdot b_1 \cdot b_2}{s_D} = \frac{500 \text{ MPa} \cdot b_1 \cdot b_2}{1,75} \quad (61)$$

$b_1 = 0,86/0,78/0,76$ koeficient velikosti prereza - premer 50/60/70 mm (diag. 7 vir [1.3])

$b_2 = 0,91$ koeficient hrapavosti površine - $R_m = 360 \text{ MPa}$; $R_{\max} = 10 \text{ } \mu\text{m}$ (diag. 8 vir [1.3])

$s_D = 1,75$ dinamična varnost

Premer gredi zadosti trdnostnemu kriteriju, če je primerjalna napetost kritičnega prereza manjša kot je dopustna $\sigma_p \leq \sigma_{dop}$. V tabeli 16 vidimo rezultate vrednotenja gredi.

Tabela 16: Rezultat vrednotenja kritičnih točk.

Gred z_n	d_a [mm]	d_i [mm]	M_t [Nmm]	$\tau_{t\max}$ [Nmm]	$\tau_{t,dop}$ [Nmm]
2	55	35	105	9	223
3	92	48	368	6	203
4	100	60	1290	18	198

Na ocenjenem najbolj kritičnem mestu je debelina gredi ustrezna. Kriterij je izpolnjen.

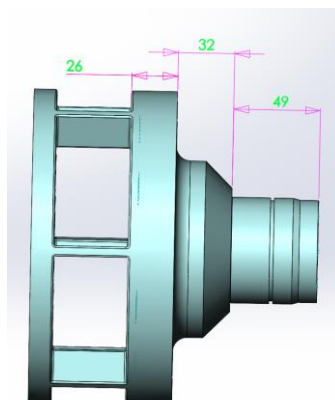
Kontrola torzijskih deformacij

Ocenimo torzijsko deformacijo zadnje, najbolj obremenjene gredi. Upoštevamo dimenzije na sliki 17 ter določimo:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{M_t}{G} \cdot \left(\frac{l_1}{I_{t1}} + \frac{l_2}{I_{t2}} + \frac{l_3}{I_{t3}} \right) \\ &= \frac{1290 \text{ MPa}}{8300 \text{ MPa}} \cdot \left(\frac{26 \text{ mm}}{99 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} + \frac{32 \text{ mm}}{5,1 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} + \frac{49 \text{ mm}}{1,3 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} \right) = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ rad/m}, \end{aligned} \quad (62)$$

kjer je G strižni modul jekla in $I_t \approx \pi \cdot d^4 / 32$.

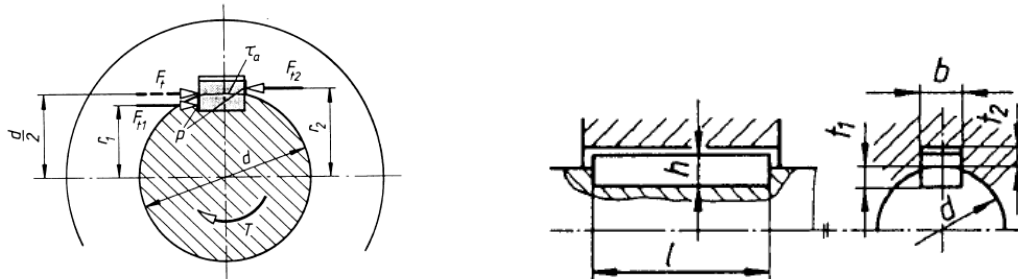
Dopustni zasuk po priporočilih znaša $\varphi_{dop} = (4 \dots 9) \cdot 10^{-3} \text{ rad/m}$. Tudi za najbolj obremenjeno gred se nahajamo znotraj dovoljenega območja.



Slika 17: Dimenzije gredi.

Vrednotenje gredne vezi z moznikom

Na mestu kjer se motor poveže z prvo gredjo imamo mozniško zvezo. Izkaže se, da strig ni kritičen za porušitev. Porušitev moznične zveze nastopi, če se moznik vtisne v pesto ali v gred. Kritična obremenitev je površinski tlak med moznikom in pestom oz. med zobnikom in gredjo.



Slika 18: Zveza gredi in pesta z moznikom in dimenzije moznika [1.3].

Vrednotimo sedaj moznično gredno vez med gredema. Površinski tlak med moznikom in pestom (gredjo gonila) definiramo kot:

$$p = \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot l_k \cdot \varphi \cdot n} = \frac{26,34 \text{ Nm}/14 \text{ mm}}{(7 - 4) \cdot 42 \cdot 1 \cdot 1 \text{ mm}^2} = 14,93 \text{ MPa} \quad (63)$$

Izračunajmo še površinski tlak med moznikom in gredjo (gred motorja):

$$p = \frac{F_{t2}}{(h - t_2) \cdot l_k \cdot \varphi \cdot n} = \frac{26,34 \text{ Nm}/14 \text{ mm}}{(7 - 3) \cdot 42 \cdot 1 \cdot 1 \text{ mm}^2} = 11,20 \text{ MPa} \quad (64)$$

F_t tangencialna sila

$l_k = l - b = 50 - 8 = 42 \text{ mm}$ efektivna dolžina moznika

l, t_1, h, b dimenzije moznika po DIN 6885 – tab. 4, vir: [1.2]

$\varphi = 1$ koeficient nošenja pri enem mozniku

n število moznikov

Določimo še dopusten površinski tlak med moznikom in pestom, odvisen od meje plastičnosti materiala pesta $R_{p0.2}$ jekla za cementiranje ter od faktorja varnosti s .

$$p_{dop} = \frac{R_{p0.2}}{s} = \frac{490 \text{ MPa}}{2,3} = 213,04 \text{ MPa} \quad (65)$$

In še dopustni površinski tlak med moznikom in gredjo, ki je iz jekla S235.

$$p_{dop} = \frac{R_{p0.2}}{s} = \frac{235 \text{ MPa}}{2,3} = 102,2 \text{ MPa} \quad (66)$$

Pri danih materialih sta pesto (zobnik) kot gred odporna na vtis.

Vrednotenje kotalnih ležajev

Vgrajeni ležaji in njihove lastnosti

Z dokončno določenimi zobniki in premeri gredi na njihovem mestu, se lahko lotimo primarne izbire kotalnih ležajev in njihove vgradnje. V vitlu imamo vgrajene ležaje, ki so namenjeni vležajanju posameznih planetnikov v kletki, vležajanju gredi in vležajanju bobna. Glede na znane lastnosti ležajev in njihovih obremenitev [7] jih lahko statično in dinamično vrednotimo [1.3].

Ležaji vgrajeni v planetnikih so obremenjeni radialno s pripadajočo silo $F_r = F_s^j / 2$, poleg tega so obremenjeni tudi aksialno zaradi poševnega ozobja $F_a = F_a^j / 2$. Ker imamo v vsakem planetniku dva ležaja se obremenitev prepolovi.

Ležaji vgrajeni na gredeh so obremenjeni le aksialno $F_a = n_p \cdot F_a^j$, kjer upoštevamo, da smo v poglavju za silo izračunali aksialno silo zaradi posameznega planetnika. Radialne sile zaradi narave planetnega gonila ni prisotne (ležaji nosijo le maso gredi, ki jo zanemarimo).

Ležaja na bobnih sta obremenjena zaradi sile vrvi $F_r = F_v / 2$. Kroglični ležaj mora tudi prenašati nekaj aksialne sile zaradi poševnega ozobja, ki na tretji stopnji prenese vrtilni moment na boben $F_a = n_p \cdot F_a^j$.

Po ISO76 in ISO281 sta za kotalne ležaje definirana statična nosilnost C_0 , in dinamična nosilnost C . Statična nosilnost C_0 je obremenitev ležaja, ki povzroči plastično deformacijo 10^{-4} premera kotalnega ležaja. Dinamična nosilnost C je obremenitev ležaja, ki jo ležaj zdrži najmanj 10^6 vrtljajev brez poškodbe. Nosilnosti so določene eksperimentalno in podane v katalogih ležajev.

Vrednotenje ležajev na statično nosilnost

Kontrola statične varnosti s_0 pri statični nosilnosti ležaja C_0 [kN] in za statično ekvivalentno obremenitev ležaja P_0 [kN] je:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a} \quad (67)$$

Kjer sta $X_0 = 0,6$ in $Y_0 = 0,5$ koeficienta radialne oz. aksialne obremenitve (tab. 6, vir [1.3]).

Izračunano statično varnost primerjamo z priporočeno $s_{0\min} = 1$ za kroglične ležaje za normalno obratovanje in $s_{0\min} = 1,5$ za valjčni ležaj (tab. 7 vir [1.3]).

Vidimo, da je $s_0 > s_{0\min}$ pri vseh ležajih. Torej ustreza (tabela 17).

Vrednotenje ležajev na dinamično nosilnost

Imenska doba trajanja ležajev

Imenska doba trajanja ležajev L_{10} je število vrtljajev oz. obratovanih ur, ki zdrži vsaj 90% teh enakih ležajev pred pojavom prvih znakov utrujanja materiala. Določimo jo za podano dinamično nosilnost ležaja C [kN] pri neki dinamični ekvivalentni obremenitvi P [kN].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{C}{X \cdot F_r + Y \cdot F_a} \right)^p \cdot 10^6 \quad (68)$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \cdot n}$$

Kjer je $p = 3$ za kroglične ležaje ($p = 10/3$ za ostale) in kjer sta X in Y koeficienta radialne oz. aksialne obremenitve (tab. 8, vir [1.3]).

Razširjen izračun dobe trajanja

Za natančno določitev dobe trajanja ležaja je potrebno poznati obratovalne pogoje, predvsem kvaliteto mazanja, čistočo maziva in obratovalno temperaturo. Dobo trajanja določimo po enačbi:

$$L_{n2} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h}$$

$a_1 = 0,37$ je koeficient verjetnosti trajanja ležaja za 98% verjetnost, da ne bo prišlo do poškodbe. Določa nam oznako trajanja ležaja L_{n2} . Določeno po tab. 9, vir [1.3]. a_{ISO} je koeficient materiala in obratovalnih pogojev za kroglične ležaje (diagr. 12 vir [1.3]). Koeficienti v enačbi so $e_c = 0,55$, $C_u = 0,355 kN$, $\nu = 37 \text{ mm}^2/s$, $\nu_1 = 50 \text{ mm}^2/s$.

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}, \kappa = \frac{\nu}{\nu_1}\right) \quad (69)$$

Vsi rezultati prikazani v tabeli 17.

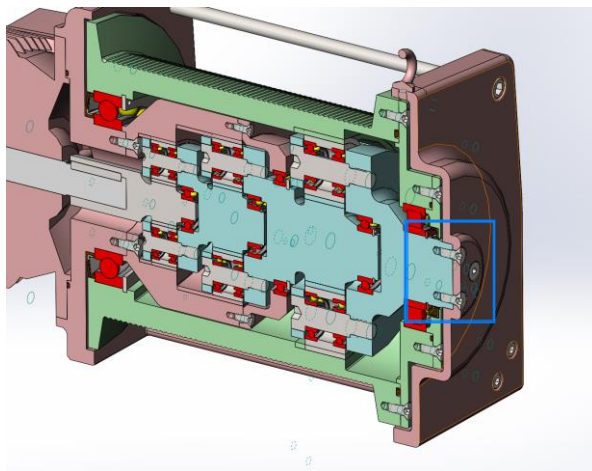
Tabela 17: Izbrani ležaji z obremenitvami.

Vgrajen v ...	Ležaj	C_0 [kN]	C [kN]	P_u [kN]	F_r [kN]	F_a [kN]	s_0	L_{10h} [h]	L_{n2} [h]
Planetnik 1	6001	2,36	5,4	0,10	0,35	0,064	9,75	$84,5 \cdot 10^3$	$93,8 \cdot 10^3$
Planetnik 2	6002	2,85	5,58	0,12	0,61	0,11	6,76	$52,7 \cdot 10^3$	$39,0 \cdot 10^3$
Planetnik 3	6004	5	9,95	0,21	1,6	0,29	4,52	$29,0 \cdot 10^3$	$10,7 \cdot 10^3$
Gred 2	6203	4,75	9,95	0,20	0	0,51	18,6	$124 \cdot 10^3$	$459 \cdot 10^3$
	6006	8,3	13,8	0,36	0	1,34	12,4	$18,3 \cdot 10^3$	$40,6 \cdot 10^3$
Gred 3	61817	16,6	19,5	0,88	0	2,1	15,8	$46,9 \cdot 10^3$	$122 \cdot 10^3$
	6008	11	17,8	0,49	0	3,5	6,29	$15,9 \cdot 10^3$	$118 \cdot 10^3$
Boben	6022	73,5	85,2	2,6	3,5	3,5	19,1	$381 \cdot 10^4$	$141 \cdot 10^{16}$
	NU212	102	108	13,4	3,5	0	48,6	$500 \cdot 10^{14}$	$925 \cdot 10^{15}$

Vidimo, da pogoju več kot zadostimo, saj je življenska doba omejena na 1000h.

Vrednotenje prednapete vijačne zveze

Zadnja planetna gred S je stacionarno fiksirana v ohiše (slika 19). Pri montaži vijake privijemo z določenim vrtilnim momentom, ki povzroči v zvezi neko silo. Povzeto po [1.4].



Slika 19: Mesto vrednotenja vijakov.

Zaradi normalne sile prednapetja imamo ob prisotnosti vrtilnega momenta silo trenja F_{tr} , ki obremenitvi nasprotuje. Najprej izračunajmo potrebno normalno silo F_N , ki zagotovi zadostno trenje. D je premer kroga čelne površine in μ trenje jekla v suhem kontaktu z jeklom.

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F_{kl} \cdot \frac{D}{2} \quad (70)$$

$$F_N = \frac{3 \cdot M_t}{D \cdot \mu} = \frac{3 \cdot 1291 \text{ Nm}}{58 \text{ mm} \cdot 0,8} = 83,4 \text{ kN}$$

To silo morajo zagotoviti štirje M8 vijaki, kvalitete 10.9 ($R_m=1040 \text{ MPa}$, $R_e=940 \text{ MPa}$).

Delovna sila F_B posameznega vijaka je torej:

$$F_B = \frac{F_N}{z} = \frac{83,4 \text{ kN}}{4} = 20,85 \text{ kN} \quad (71)$$

Naš izbrani vijak je vijak M8. Njegova dejanska površina je:

$$A_{M8} = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot ((6,4664 + 7,188)/2)^2}{4} \text{ mm}^2 = 36,61 \text{ mm}^2 \geq A_s \quad (72)$$

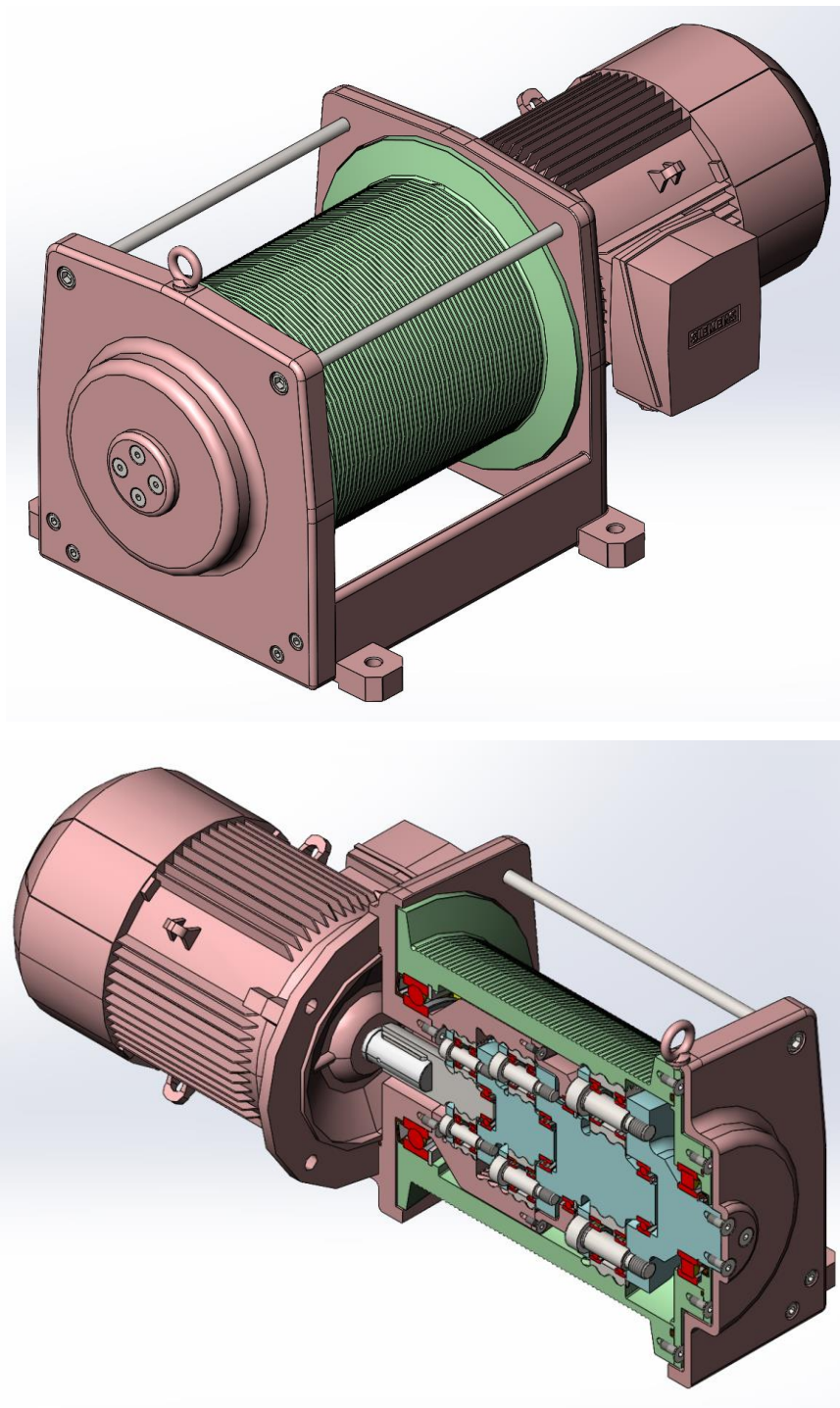
Pri tem je računski premer vijaka $d_s = (d_3 + d_2)/2$.

Najmanjši potreben prerez vijakov A_s ocenimo glede največje osne obremenitve $F_s = F_B$ in dopustne natezne napetosti $\sigma_{n,dop}$. Vpliv torzije upoštevamo s faktorjem 1,23.

$$A_s \geq \frac{1,23 \cdot F_s}{\sigma_{n,dop}} = \frac{1,23 \cdot F_B}{0,9 \cdot R_e} = \frac{1,23 \cdot 20,85 \text{ kN}}{0,9 \cdot 940 \text{ MPa}} = 30,31 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

Vijak je ustrezen za prenašanje potrebne osne sile. Zagotoviti moramo le ustrezno silo prednapetja.

Prikaz modela vitla in tehnična dokumentacija



Slika 20: 3D model vitla

Za več informacij je bila narejena tudi sestavna dokumentacija konstrukcije (*Priloga 1*).

Zaključek

Preko postopka preračuna, konstrukcije in vrednotenja smo uspešno zasnovali električni vitel, ki so nam ga zadale specifikacije naloge. Predvsem smo se osredotočili na pogonski del konstrukcije, ki deluje na princip planetnega gonila. Bolj konkretno gre za sestavljeno 3x1AI planetno gonila.

Z izračunanimi osnovnimi parametri gonila (prestavna razmerja, vrtilne frekvence frekvence in momenti) smo definirali dimenzije zobnikov v sistemu. Zobnike smo korensko in bočno vrednotili in zagotovili ustrezne napetosti in tako obratovanje za vsaj 1000h.

Poleg samega gonila smo tudi v postopku konstrukcije uporabili druge strojne elemente – gredi, ležaje, mozniše zveze, vijake, itd. Tudi te smo vrednotili po ustreznih standardih in zagotovili ustrezne lastnosti.

V zadnji fazi je sledila tehnična dokumentacija v obliki sestavne risbe, na kateri so razvidni vsi detajli in delovanje električnega vitla.

Viri

- [1] I. Okorn: *Predloge za vaje*; Ljubljana, 2018, Ljubljana, založba Emka
 - [1.1] *Določanje parametrov planetnih gonil*
 - [1.2] *Korenska in bočna nosilnost zobnikov*
 - [1.3] *Gredi, gredne vezi, kotalni ležaji*
 - [1.4] *Vijačne zveze*
- [2] I. Okorn: *Zapiski vaj*, Ljubljana, 2020
- [3] M. Nagode: *Zapiski predavanja*, Ljubljana, 2020
- [4] TECO katalog standardnih elektromotorjev. Dostopno na:
[https://www.teco.com.tw/fa/ecatalogue_file/en/\(Europe\)StandardIE2IE3MotorCatalogueAESV-AESU.pdf](https://www.teco.com.tw/fa/ecatalogue_file/en/(Europe)StandardIE2IE3MotorCatalogueAESV-AESU.pdf).
- [5] S. Glodež: *Tehnično risanje*, tehniška založba Slovenije, Ljubljana, 2005
- [6] B. Kraut: *Krautov strojniški priročnik*. Litta picta, Ljubljana 2011
- [7] SKF katalogi ležajev in tesnil. Dostopno na: <https://www.skf.com/group>.