

PRORAČUN POGONSKOG MOSTA

- glavni prenosnik;
- diferencijalni prenosnik;
- pogonska poluvratila.

Proračun glavnog prenosnika

cilindrični par (motor poprečno postavljen)

Za poprečno postavljen motor glavni prenosnik je cilindrični par zupčanika (verifikacija čvrstoće se sprovodi na potpuno analogan način kao i za zupčaste parove menjača), samo je lokacija zupčastog para na drugom mestu

konusno tanjirasti par (motor uzdužno postavljen)

Za podužno postavljen motor glavni prenosnik je konusno tanjirasti par, koji može imati dve vrste ozubljenja:

- spiralno ozubljenje (ose se seku);
- hipoidno ozubljenje (ose se mimoilaze);

Za slučaj da je prenosni odnos u glavnom prenosniku veći od 7, preporučuje se korišćenje dva para zupčanika, i to konusno tanjirasti par i cilindrični par zupčanika.

Pored toga, kao glavni prenosnik se može koristiti i pužni prenosnik, mada je njihova primena danas znatno smanjena zbog nižeg stepena korisnosti.

Na radnu čvrstoću i vek veliki uticaj ima dobra i pravilna slika nošenja (pravilno naleganje zubaca podrazumeva sprezanje zupčanika bez razmicanja). Zato čvrstoća zavisi od krutosti glavnog prenosnika, odnosno od vrednosti elastičnih ugiba, a ugib zavisi od elastičnosti vratila, uležištenja i dimenzija tanjirastog zupčanika. Pri sklapanju glavnog prenosnika su potrebna podešavanja radi dobre slike nošenja i kontakta, a za slučaj havarije ceo sklop se menja.

Visoke vrednosti obrtnog momenta (posledica redukcije u menjačkom prenosniku snage) postavljaju visoke zahteve krutosti za kućište pogonskog mosta i vratila zupčanika.

Stepen korisnog dejstva glavnog prenosnika zavisi od više faktora:

- Geometrije ozubljenja,
- Tačnosti (kvaliteta) izrade ozubljenja,
- Krutosti oslonaca,
- Broja obrtaja,
- Uslova eksploatacije,
- Kvaliteta podmazivanja,
- Temperaturnih režima, itd.

Za hipoidno ozubljenje postoji empirijski izraz za izračunavanje stepena korisnog dejstva:

$$\eta_{GP} = \frac{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta_2}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta_1}$$

gde je:

β_1 - ugao spirale zubaca konusnog zupčanika;

β_2 - ugao spirale zubaca tanjirastog zupčanika;

μ - koeficijent trenja između zubaca ($\mu \approx 0.05$).

Za spiralno ozubljenje vrednosti stepena korisnog dejstva se uzimaju na osnovu preporuka:

- $i_o < 7$ (konusno tanjirasti par)

treba usvojiti stepen korisnog dejstva $\eta = 0,96-0,98$

- $i_o > 7$ (konusno tanjirasti par + cilindrični par)

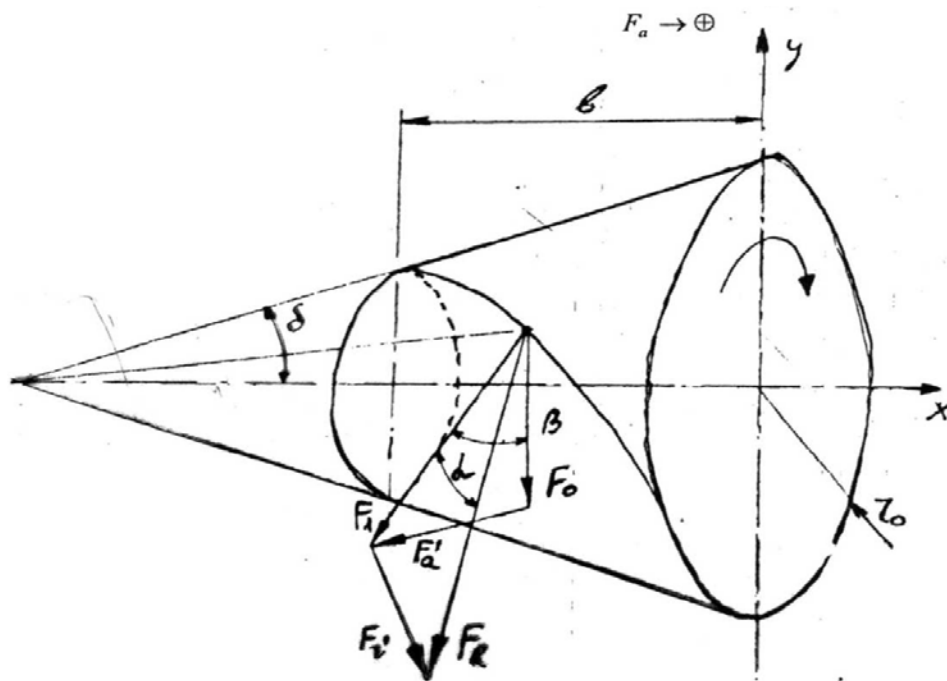
treba usvojiti stepen korisnog dejstva $\eta = 0,93-0,96$

Za pužni par, vrednosti stepena korisnog dejstva takođe se uzimaju na osnovu preporuka:

$$\eta = 0,9 - 0,94$$

Da bi se rešio proračun zupčanika glavnog prenosnika, neophodno je odrediti sile koje dejstvuju na zupčasti par

A.- Sile kod spiralnog ozubljenja $\beta = \beta_1 = \beta_2$



Rezultujuća sila u kontaktu zubaca zupčanika:

$$F_R = \frac{F_o}{\cos \beta \cdot \cos \alpha} \quad r_k = r_o - \frac{b}{2} \sin \delta$$

gde je:

b - širina zupčanika

δ - polovina ugla konusa

α - ugao evolventnog ozubljenja

β - ugao spirale ($\beta = \beta_1 = \beta_2$)

r_o - poluprečnik osnovnog kruga

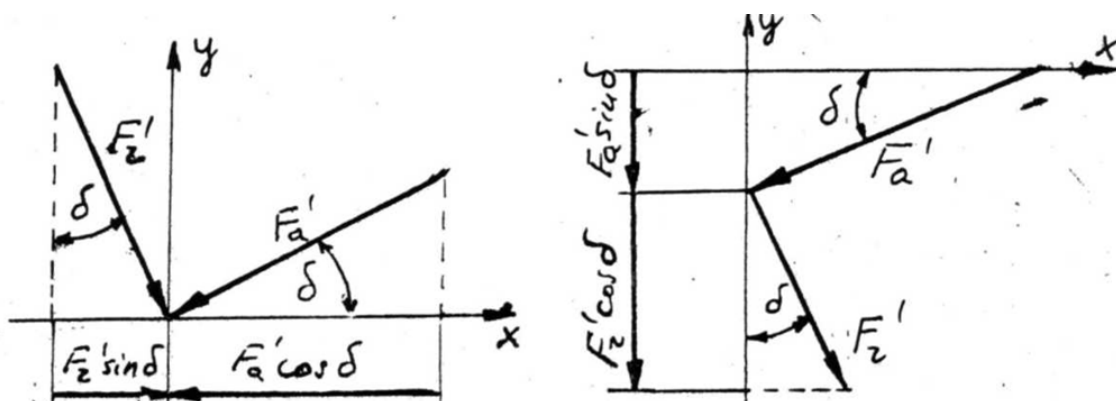
Rezultujuća sila F_R se razlaže na komponente:

- obimnu silu F_o $F_o = \frac{M_m}{r_k}$;
- aksijalnu silu F_a' $F_a' = F_o \cdot \tan \beta$;
- radijalnu silu F_r' $F_r' = F_o \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$.

gde je:

M_m – merodavni moment za proračun (na ulazu u glavni prenosnik).

Projektovanjem F_a' i F_r' na ose x i y dobijaju se stvarne aksijalne i radijalne sile



Ukupna aksijalna sila:

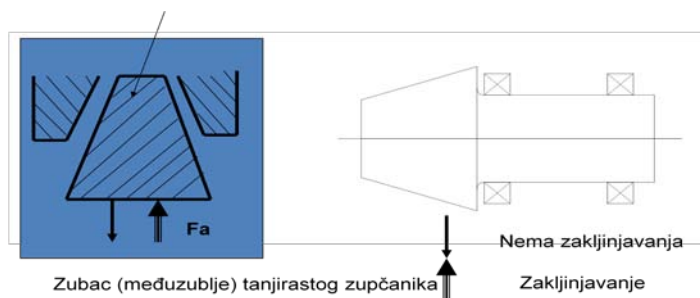
$$F_a = F_r' \cdot \sin \delta \mp F_a' \cdot \cos \delta = \frac{F_o}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta \mp \sin \beta \cdot \cos \delta)$$

Ukupna radijalna sila:

$$F_r = F_r' \cdot \cos \delta \pm F_a' \cdot \sin \delta = \frac{F_o}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta \pm \sin \beta \cdot \sin \delta)$$

Kada je aksijalna sila usmerena ka osnovici konusa (na desno na crtežu) onda je pozitivno i obrnuto. Na prethodnim slikama je prikazan desni smer obrtanja i desna spirala (od osnovice na desno). Pri različitim smerovima obrtanja od smerova spirale uzimaju se znaci u zagradama (primer: leva spirala i desni smer obrtanja).

Aksijalna sila (rezultujuća) usmerena na osnovici konusa isključuje mogućnost zaklinjavanja zubaca. Zubac konusnog zupčanika predstavlja klin koji ulazi u međuzublje tanjirastog zupčanika.



Zato se preporučuje da se za kretanje vozila u napred primenjuje vodeći zupčanik sa obrtanjem u desno, a sa levom spiralom (konusni) za kretanje unazad, dobijamo tendenciju zaklinjavanja, ali su obrtni momenti manji. Spiralno ozubljenje se pravi sa uglom spirale $\beta = 30 \div 45^\circ$, a sa uglom evolvente ozubljenja $\alpha = 16 \div 18^\circ$

Za manji broj zubaca preporučuje se veći ugao spirale (β) i obrnuto.

B.- Sile kod hipoidnog ozubljenja

Uglovi spirale konusnog i tanjirastog zupčanika nisu isti ($\beta_1 \neq \beta_2$) kao kod spiralnog ozubljenja, pa ni F_o , F_a i F_r nisu iste na dva zupčanika, te je neophodno odrediti svih 6 (šest) sila.

Međutim, rezultujuće sile moraju biti iste, zbog principa akcije i reakcije (uglovi evolvente konusnog i tanjirastog zupčanika su isti, tj. $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$):

$$F_R = \frac{F_{o1}}{\cos \beta_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{F_{o2}}{\cos \beta_2 \cdot \cos \alpha}$$

Nakon sređivanja izraza:

$$\frac{F_{o1}}{F_{o2}} = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}$$

Prema predstavljenoj slici, uključujući različitost uglova $\delta_1 \neq \delta_2$ i $\beta_1 \neq \beta_2$, definišu se merodavne komponente:

Za vodeći (konusni) zupčanik:

Za vođeni (tanjirasti) zupčanik:

$$F_{o1} = \frac{M_m}{r_{k1}}$$

$$F_{o2} = \frac{M_m}{r_{k1}} = F_{o1} \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$$F_{a1} = \frac{F_{o1}}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_1 \mp \sin \beta_1 \cdot \cos \delta_1) \quad F_{a2} = \frac{F_{o1} \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cdot \cos \delta_2)$$

$$F_{r1} = \frac{F_{o1}}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cdot \sin \delta_1) \quad F_{r2} = \frac{F_{o1} \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cdot \sin \delta_2)$$

Proračun čvrstoće glavnog prenosnika se vrši na isti način kao i kod menjača i to:

- čvrstoća podnožja zubaca na savijanje (statički i dinamički proračun na vek);
- čvrstoća bokova zubaca (kontaktno naprezanje) u odnosu na površinski pritisak (proračun na vek);
- proračun vratila na savijanje, uvijanje i ugib.

U slučaju hipoidnog ozubljenja koristi se proračun kao za spiralno ozubljenje, s tim što stepen sigurnosti može biti manji od 1, jer je hipoidno ozubljenje čvršće u odnosu na spiralno ozubljenje pri istim dimenzijama (posledica većeg stepena sprežanja).

Merodavni momenti za proračun statičke čvrstoće na savijanje u podnožju zupca:

- na konusnom zupčaniku $M_m = \beta \cdot M_{emax} \cdot i_l \cdot \eta_p$

- na tanjirastom zupčaniku $M_m = \beta \cdot M_{emax} \cdot i_l \cdot i_o \cdot \eta_p$

gde je:

i_l - maksimalna redukcija do ulaza u glavni prenosnik.

Za dinamički proračun merodavan je tzv. ponderisani obrtni moment:

$$M_m = M_p = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} M_i \cdot N_i}{\sum_{i=1}^{i=n} N_i} = \frac{M_1 \cdot N_1 + M_2 \cdot N_2 + \dots + M_n \cdot N_n}{N_1 + N_2 + \dots + N_n}$$

gde je:

i - broj stepena prenosa;

N_i - broj promena opterećenja u pojedinim stepenima prenosa:

$$N_i = \frac{L}{2 \cdot r_d \cdot \pi} \cdot \frac{p_i}{100} \cdot i_o \cdot (i_{br})$$

gde je:

L = projektovani pređeni put u celom veku vozila;

p_i = procentualno iskorišćenje odgovarajućih stepeni prenosa.

(Treba naglasiti da se najčešće usvaja da je proračunski vek $L = 150000$ km za 95% verovatnoće preživljavanja za transportna vozila i 8.000 h za radna vozila.)

M_i - moment u odgovarajućem stepenu prenosa;

$$M_i = M_R \cdot i_i \quad (M_1 = M_R \cdot i_I, \quad M_2 = M_R \cdot i_{II}, \quad \dots, \quad M_n = M_R \cdot i_n)$$

gde je:

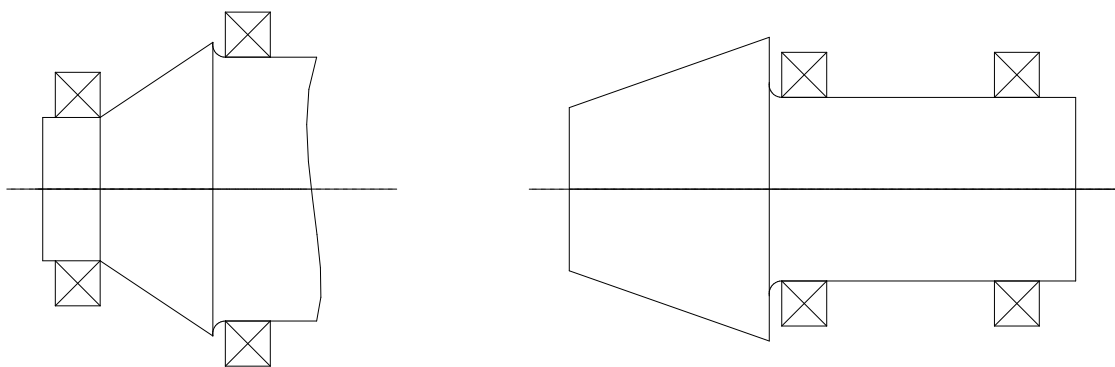
M_R - računski moment, koji se dobija merenjem ili korekcijom $M_R = \frac{M_{e\max}}{1.25}$;

i_i - prenosni odnos u pojedinim stepenima prenosa menjača.

NAPOMENA: Kritičniji uvek manji zupčanik

Glavni prenosnik je posle motora glavni izvor buke. Više je uticajnih činilaca:

- Kvalitet i tačnost sklapanja-montaže pojedinih delova glavnog prenosnika;
- Šema postavljanja (za konični zupčanik, sa prepustom ili ne, ...);
- Uležištenje (tačnost podešavanja ležajeva);
- Vek ležajeva;
- Tačnost podešavanja slike nošenja;
- Krutost tanjirastog zupčanika i kućišta diferencijalnog prenosnika snage (podupirač tanjirastog zupčanika);
- Krutost kućišta.



Kriterijum po ugibu: x-pravac	$\pm 0.075 \text{ mm}$	(aksijalna sila)
y-pravac	$+ 0.075 \text{ mm}$	(radijalna sila)
z-pravac	$\pm 0.25 \text{ mm}$	(obimna sila)

Manja elastična pomeranja se mogu ostvariti oslanjanjem vratila na dva ležaja sa obe strane konusnog zupčanika. Pri konzolnom postavljanju konusnog zupčanika veći su ugibi pa ležajevi moraju biti postavljeni na većem rastojanju.

Zbog velikih aksijalnih sila treba koristiti konusno-valjkaste ležajeve, pri čemu je neophodno, a radi sprečavanja velikog aksijalnog pomeranja, ležajeve predhodno PREDNAPREGNUTI (podmetanjem podmetača).

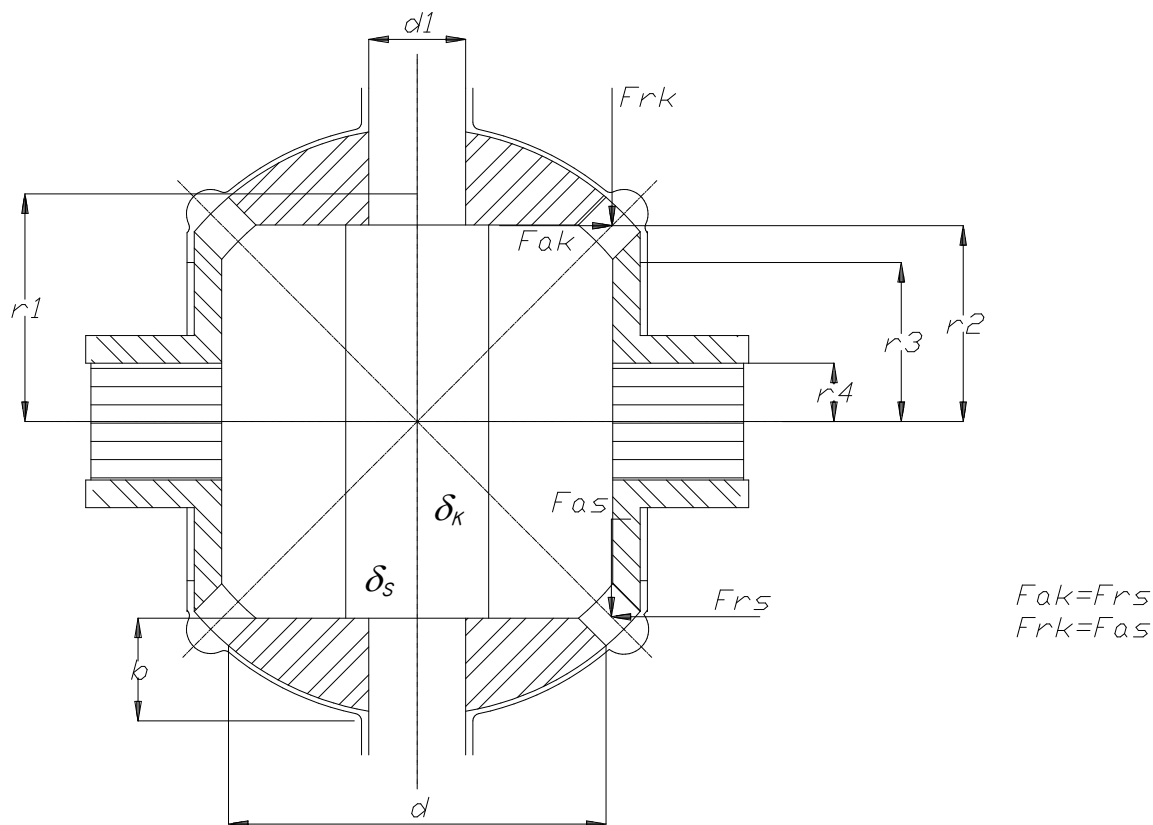
Međutim, to naprezanje ne sme da bude veliko jer će izazvati veliko predhodno naprezanje u ležajevima. Zato se pri sklapanju kontroliše pomeranje (obruč se vratilo konusnog zupčanika i meri se moment obrtanja koji treba da bude u granicama od 2 do 4 Nm, zavisno od veličine zupčanika. Ovaj moment odgovara pomeranju od 0.002 do 0.004 mm.

Izbor ležajeva za glavni prenosnik je prema istoj proceduri kao i kod menjačkog prenosnika.

Orijentacione vrednosti sa stanovišta čvrstoće:

- Kontaktno naprezanje (površinski pritisak) u I stepenu prenosa 700 do 900 Mpa;
- Najčešće vrednosti prema procentu korišćenja su 30 do 60% (80%) u odnosu na maksimalne;
- Dozvoljena naprezanja zavise od vrste prenosnika snage. Ako postoje hidrodinamičke komponente, ili elastične spojnice i/ili komponente koje doprinose manjoj krutosti transmisije, onda su i dinamička opterećenja prenosnika snage niža, što smanjuje maksimalne vrednosti momenata kao pikova opterećenja, pa se dozvoljava naprezanje 1,5 puta veće nego kod mehaničkih prenosnika snage.

Proračun diferencijalnog prenosnika **(simetričan/asimetričan diferencijal)**



F_{ak} - aksijalna sila na koničnom zupčaniku

F_{rk} - radijalna sila na koničnom zupčaniku

F_{as} - aksijalna sila na satelitu

F_{rs} - radijalna sila na satelitu

δ_s - polovina ugla konusa satelita

ω_1 i ω_2 - ugaone brzine poluvratila

ω_0 - ugaona brzina kućišta

r_1 - poluprečnik distribucije momenta

r_3 - srednji poluprečnik prenosa sila u kontaktu

r_2 i r_4 - određuju kontakt sa kućištem

b - visina osovinice satelita (kontakt)

δ_k - polovina ugla konusa konusnog zupčanika

d_1 - prečnik osovinice satelita / rukavca krsta

d_2 - prečnik na kome se oslanja na kućište

Simetrični diferencijal

Za slučaj da su r_d levog i desnog točka jednaki, kao i kada se vozilo kreće na ravnom putu u pravcu:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$$

Pri kretanju u krivini broj obrtaja satelita ne prelazi vrednost od $20 \div 30$ o/min, pa zbog toga nije obavezno (a može) da se vrši proračun satelita i njihovih osovina na vek.

U običnim diferencijalnim prenosnicima sa simetrično postavljenim satelitima (2,4, ...) radijalne sile se međusobno uravnotežavaju, a aksijalne (osne) sile prima kućište diferencijalnog prenosnika, tako da ni radijalne ni aksijalne sile ne opterećuju uležištenja diferencijalnog prenosnika.

Na motornim vozilima se najčešće koristi diferencijalni prenosnik sa konusnim zupčanicima.

Proračun osovini satelita (na površinskih pritisk i smicanje)

$$p_o = \frac{M_o}{r_1 \cdot d_1 \cdot b \cdot z_s}$$

$$F_o = \frac{M_o}{r_1 \cdot z_s} \Rightarrow p_o = \frac{F_o}{A} ; \quad A = d_1 \cdot b \text{ (površina projekcije kontakta)}$$

gde je:

M_o - obrtni moment na tanjirastom zupčanicu;

z_s - broj satelita;

r_1 - poluprečnik na kome se prenosi moment od kućišta (spoj osovina – kućište)

Vrednost površinskog pritiska na izvedenim konstrukcijama $50 \div 60$ MPa.

$$\tau_o = \frac{4 \cdot M_o}{r_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot Z_s}$$

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (\text{površina smicanja})$$

gde je:

d_1 - prečnik osovinice satelita

Vrednost napona smicanja na izvedenim konstrukcijama $60 \div 100$ MPa

Proračun kućišta na površinski pritisak

Površinski pritisak satelita i koničnog zupčanika na kućište je posledica aksijalnih sila.

Provera se vrši na mestu kontakta sa satelitom i koničnim zupčanicom.

Aksijalna sila na satelitu:

$$F_{as} = \frac{M_o}{2 \cdot r_3 \cdot z_s} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_s$$

gde je:

r_3 - srednji poluprečnik prenosa sila u kontaktu;

z_s - broj satelita;

α - ugao evolvente;

δ_s – polovina ugla konusa satelita;

M_o - obrtni moment na tanjirastom zupčanicu ($M_o = M_m$ – statički proračun).

Aksijalna sila na konusnom zupčanicu:

$$F_{ak} = \frac{M_o}{2 \cdot r_3 \cdot z_s} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_k$$

gde je:

δ_k – polovina ugla konusa konusnog zupčanika;

Aksijalna sila na satelitu je ujedno i radijalna sila na konusnom zupčanicu i obrnuto.

Površinski pritisak između satelita i kućišta (koje prima aksijalne sile)

$$p_s = \frac{2 \cdot 4 \cdot F_{as}}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}$$

Vrednost površinskog pritiska na izvedenim konstrukcijama $10 \div 20$ Mpa.

Dvostruka vrednost je posledica dejstva dva konična zupčanika sa strane svakog pogonskog poluvratila.

Površinski pritisak između konusnog zupčanika i kućišta

$$p_k = \frac{z_s \cdot F_{ak}}{\pi \cdot (r_2^2 - r_4^2)}$$

Vrednost površinskog pritiska na izvedenim konstrukcijama $4 \div 10$ Mpa.

Ukupna merodavna sila je posledica dejstva svih satelita, pa broj sila odgovara broju satelita (z_s)

Proračun čvrstoće

Proračun čvrstoće na savijanje u korenu zubaca i kontaktno naprezanje zubaca satelita vrši se kao i za glavni prenosnik.

S obzirom da se ovde radi o pravim zubima proračun je nešto jednostavniji.

Orijentacione vrednosti na izvedenim konstrukcijama su (pregled):

$$p_o = (50 \div 60) \text{ MPa}$$

$$p_s = (10 \div 20) \text{ MPa}$$

$$\tau_o = (60 \div 100) \text{ Mpa}$$

$$p_k = (4 \div 10) \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fs} = (700 \div 900) \text{ Mpa}$$

(napon na savijanje u korenu zupca satelita i konusnih zupčanika)

$$p = (1 \div 2) \text{ GPa}$$

(kontaktно naprezanje u spoju konusnog zupčanika sa satelitima)

Kućište diferencijalnog prenosnika sa stanovišta čvrstoće na savijanje nećemo proračunavati.

Materijali koji se koriste za elemente diferencijalnog prenosnika su isti kao i kod zupčanika menjačkog prenosnika, tj. legirani čelici za cementaciju.

Proračun pogonskih poluvratila

Postoje dva osnovna tipa poluvratila, u zavisnosti od sistema oslanjanja:

- kod nezavisnog oslanjanja - zglobna poluvratila (proračun kasnije);
- kod zavisnog oslanjanja - kruta poluvratila:
 - polurasterećena;
 - 3/4 rasterećena;
 - potpuno rasterećena.

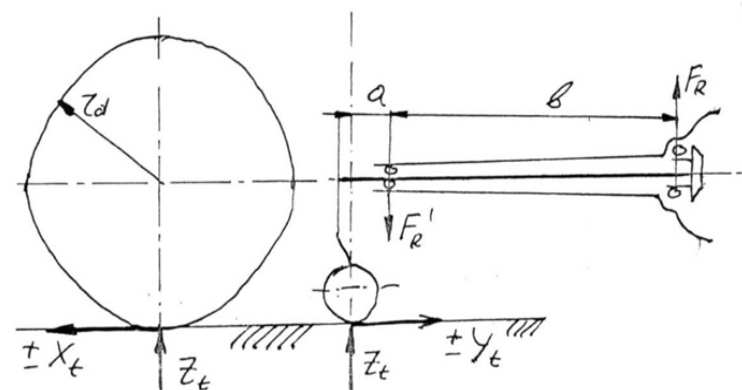
Podela je definisana u odnosu na pojavu naprezanja na savijanje, pri distribuciji merodavnih opterećenja koja se javljaju u kontaktu pneumatika i tla, što predstavlja nefunkcionalni efekat jer je naprezanje na uvijanje normalno-produktivno naprezanje pogonskih poluvratila pri prenosu obrtnog momenta).

Momenti kao posledica sila koje se javljaju u kontaktu pneumatika i tla

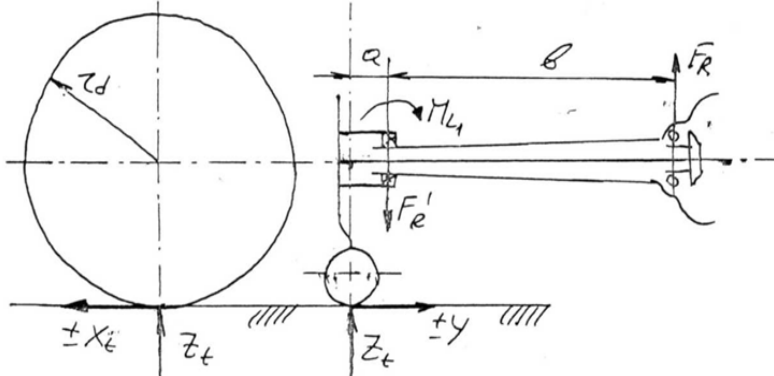
u x-pravcu: $M_x = \pm X_t \cdot r_d$

u y-pravcu: $M_y = \pm Y_t \cdot r_d$

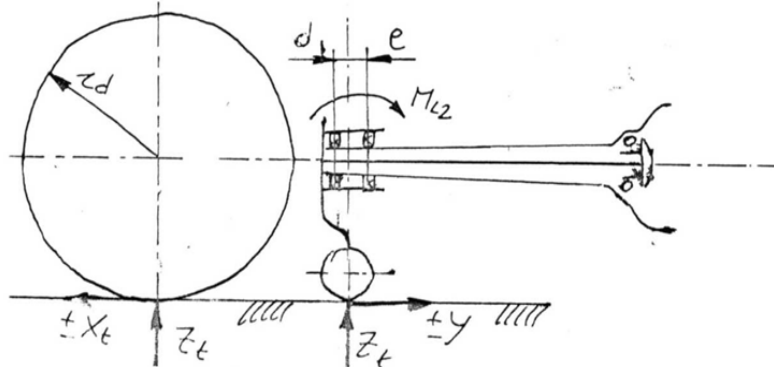
u z-pravcu: $M_z = Z_t \cdot a$



Kod polurasterećenih pogonskih poluvratila javljaju se svi momenti.



Kod 3/4 rasterećenih poluvratila se takođe javljaju svi momenti, ali znatno manjeg intenziteta (zavisno od tipa ležajeva, krutosti kućišta i sl.).



U slučaju potpuno rasterećenih poluvratila javlja se samo moment u x-pravcu, dok ostale uticaje preko ležajeva preuzima kućište pogonskog mosta.

Principi proračuna (tri proračunska režima opterećenja - kvazistatička)**I proračunski režim (X_{max})**

$$Y = 0$$

Z_{td} – vertikalne dinamičke reakcije

$$\varphi = 0.7 \div 0.8$$

$$F_o = X = Z_{\varphi} \text{ (stacionarno kretanje)}$$

II proračunski režim (Y_{max})

$$X = 0$$

Z_{td} – vertikalne dinamičke reakcije

$$\varphi_b = \varphi = 1$$

$$Y = Z_t \cdot \varphi_b$$

III proračunski režim (Z_{max})

$$X = Y = 0$$

$$Z_{tmax} = Z_t \cdot K_d$$

$K_d = 1.75$ - kod putničkih vozila i autobusa

$K_d = 2.50$ - kod teretnih i radnih vozila

Postupak proračuna (definisanje merodavnog opterećenja za proračun)**a) Polurasterećena vratila****I proračunski režim (X_{max})**

Merodavna vertikalna sila:

$$Z_{td} = Z_{tl} = \frac{1}{2} \cdot Z_{md} - G_t$$

$$Z_{md} = Z_m + \Delta Z = Z_m \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h_c \cdot \varphi}{L} \right)$$

Merodavna podužna sila:

$$X_{td} = X_{tl} = \frac{1}{2} \cdot Z_{md} \cdot \varphi$$

Sile u uležištenju ($\sum M_A = 0$):

$$F_r' = \frac{a+b}{b} \cdot \sqrt{Z_t^2 + X_t^2}$$

$$F_r = \frac{Z_t \cdot a + X_t \cdot r_d}{b}$$

Maksimalni moment savijanja
na poluvratilu:

$$M_{sr} = a \cdot \sqrt{Z_{td}^2 + X_{td}^2} = a \cdot \sqrt{Z_{tl}^2 + X_{tl}^2}$$

Maksimalni moment uvijanja:

$$M_t = X_{td} \cdot r_d = X_{tl} \cdot r_d$$

II proračunski režim (Y_{max})

$$a_b = g \cdot \varphi_b$$

Merodavne vertikalne sile:

$$Z_{td} = \frac{1}{2} \cdot Z_m \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h_c \cdot \varphi_b}{B} \right) - G_t$$

$$Z_{tl} = \frac{1}{2} \cdot Z_m \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot h_c \cdot \varphi_b}{B} \right) - G_t$$

Merodavna bočna sila:

$$Y_{td} = \frac{1}{2} \cdot Z_m \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h_c \cdot \varphi_b}{B} \right) \cdot \varphi_b$$

$$Y_{tl} = \frac{1}{2} \cdot Z_m \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot h_c \cdot \varphi_b}{B} \right) \cdot \varphi_b$$

Reakcije na uležištenju:

$$F_r = \frac{Z_t \cdot a \pm Y_t \cdot r_d}{b}$$

Momenti na poluvratilima:

$$M_{sd} = Y_{td} \cdot r_d - Z_{td} \cdot a$$

$$M_{sl} = Y_{tl} \cdot r_d - Z_{tl} \cdot a$$

III proračunski režim (Z_{max})

Merodavna vertikalna sila:

$$Z_t = \frac{1}{2} \cdot Z_m \cdot K_d$$

Moment savijanja na poluvratilu:

$$M_s = \frac{1}{2} \cdot Z_m \cdot K_d \cdot a$$

b) 3/4 rasterećena poluvratila

I proračunski režim (X_{max})

Merodavna vertikalna sila: isto kao kod polurasterećenih vratila

Merodavna podužna sila: isto kao kod polurasterećenih vratila

Sile u uležištenju ($\sum M_A = 0$): isto kao kod polurasterećenih vratila

Rezultujući moment savijanja
na poluvratilu:

$$M_{sr} = \frac{a \cdot c}{b} \cdot \sqrt{Z_{td}^2 + X_{td}^2}$$

Maksimalni moment uvijanja: isto kao kod polurasterećenih vratila

II proračunski režim (Y_{max})

Merodavne vertikalne sile: isto kao kod polurasterećenih vratila

Merodavna bočna sila: isto kao kod polurasterećenih vratila

Reakcije na uležištenju: isto kao kod polurasterećenih vratila (kada se moment rasterećenja zanemaruje, tj. $M_{I1} \approx 0$)

Momenti na poluvratilima: $M_s = F_r \cdot c = Z_t \cdot \frac{a \cdot c}{b}$

M_s - stvarni moment koji je manji od teorijskog, pa se i zanemaruje ako je uklještenje dobro izvedeno

III proračunski režim (Z_{max})

Merodavna vertikalna sila: isto kao kod polurasterećenih vratila

Moment savijanja na poluvratilu: isto kao kod polurasterećenih vratila

c) Potpuno rasterećena poluvratila**I proračunski režim (X_{max})**

Vratila su uvek opterećena na čisto uvijanje

Reakcije na uležištenju:

$$F_{r1} = \frac{e}{d+e} \cdot \sqrt{Z_t^2 + X_t^2}$$

$$F_{r2} = \frac{d}{d+e} \cdot \sqrt{Z_t^2 + X_t^2}$$

$$(\text{za } d=e \Rightarrow F_{r1} = F_{r2})$$

$$F_a = Y_t$$

Maksimalni moment uvijanja:

$$M_t = X_{td} \cdot r_d = X_{tl} \cdot r_d$$

Svi uticaju, izuzev uvijanja, zatvaraju se i prenose na kućište na svakoj strani pogonskog mosta

II proračunski režim (Y_{max})

Reakcije na uležištenju:

$$F_{r1} = \frac{Z_t \cdot e \pm Y_t \cdot r_d}{d+e}$$

$$F_{r2} = \frac{Z_t \cdot d \pm Y_t \cdot r_d}{d+e}$$

III proračunski režim (Z_{max})

Reakcije na uležištenju:

$$F_{r1} = \frac{e}{d+e} \cdot Z_t \cdot K_d$$

$$F_{r2} = \frac{d}{d+e} \cdot Z_t \cdot K_d$$

Analiza se sprovodi za sve proračunske režime, merodavan je maksimalno dobijeni naponski odziv.

Kriterijum: $\nu = 2 \div 2.5$ u svim slučajevima.

Materijali koji se koriste za poluvratila su isti kao i kod vratila menjačkog prenosnika, tj. čelici za poboljšanje.

Posle poboljšanja, dobija se tvrdoća HRB (350 ÷ 420)

Orientacione vrednosti na izvedenim konstrukcijama:

- Složeno naprezanje na savijanje i uvijanje (600 + 750 MPa)
- Naprezanje samo na uvijanje (500 + 650 MPa)
- Jedinični ugao uvijanja $\varphi = 6 \div 15 \text{ }^\circ/m$
- Maksimalne rednosti $\varphi_{max} = 300 \text{ }^\circ/m$

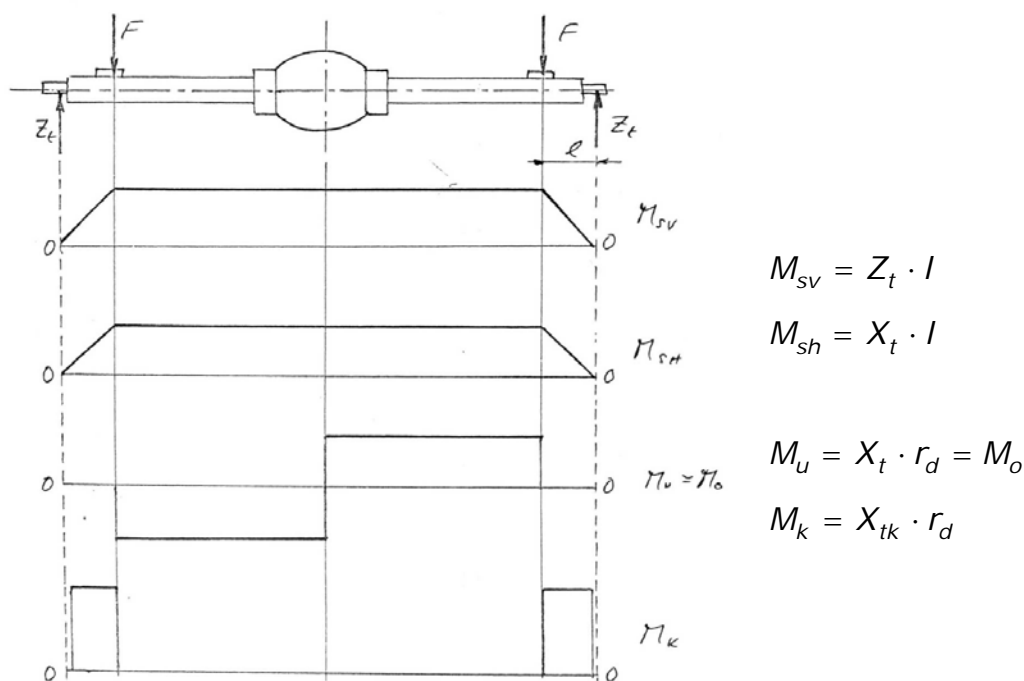
Proračun ležajeva vratila (glavčina)

Proračun i izbor ležajeva za pogonska poluvratila je prema istoj proceduri kao i kod menjačkog prenosnika.

Proračun kućišta

Neophodna je visoka krutost kućišta (zbog povoljne slike nošenja), uz što je moguće manju masu.

Kućšte se posmatra kao prosta greda promenljivog preseka izložena složenom naprezanju: proverava se na ugib i krutost (savijanje u dve ravni i uvijanje - kočenje i pogon).



Kriterijum: $f_{max} < 1 \text{ mm/m}$

Predstavljena šema podrazumeva sistem oslanjanja sa gibnjevima, kao najjednostavniji slučaj i ilustrativni primer za prilaz pri verifikaciji čvrstoće, odnosno krutosti konstrukcije).

Opterećenje u segmentima pogonskog mosta zavisi i od koncepcije gradnje. Na primer, uključenje bočnog reduktora rasterećuje glavni prenosnik snage (ostaje se na manjim vrednostima momenata, uz više vrednosti ugaonih brzina).