

PRORAČUN MENJAČA

1. Polazni podaci

Za proračun menjača potrebno je definisati ulazne podatke koji se odnose na karakteristike vozila, motora i samog menjačkog prenosnika. Podaci su sledeći:

- **vrsta vozila** - putničko, teretno, autobus, radno, terensko
- **P_{emax} (kW)** - maksimalna snaga motora
- **n_{Pemax} (o/min)** - broj obrtaja motora pri maksimalnoj snazi
- **M_{emax} (Nm)** - maksimalni moment motora
- **n_{Memax} (o/min)** - broj obrtaja motora pri maksimalnom momentu
- **i_0 (-)** - prenosni odnos u glavnom prenosniku
- **n (-)** - broj stepeni prenosa
- **$i_1 \dots i_n$ (-)** - prenosni odnosi za svaki stepen prenosa
- **σ_{Hlim} (daN/mm²)** - trajna dinamička izdržljivost zupčanika
- **$p_1 \dots p_n$ (%)** - procentualno učešće pojedinih stepeni prenosa
- **r_d (m)** - dinamički poluprečnik točka

Kod radnih vozila potrebno je znati brzine u pojedinim stepenima prenosa ($V_I, V_{III}, V_{III}, V_{IV}, \dots$), kao i rad na regulatorskoj karakteristici.

Maksimalna snaga i maksimalni moment motora kao i brojevi obrtaja pri kome se ostvaruju ove vrednosti su karakteristike motora i određuju se u laboratoriji, ispitivanjem na probnom stolu.

Prenosni odnosi se dobijaju vučnim proračunom. Vrednost trajne dinamičke izdržljivosti zupčanika se usvaja iz tablice za određeni materijal zupčanika. U tablici je dat raspon u kome se bira vrednost trajne dinamičke čvrstoće i uobičajeno je da se izabere srednja vrednost.

Procentualno učešće korišćenja pojedinih stepeni prenosa se određuje eksperimentalno, a dinamički poluprečnik točka je poluprečnik točka pri kretanju vozila i on se meri.

Za statički proračun čvrstoće neophodno je definisati moment nošenja spojnice, i to na sledeći način:

$$M_n = \beta \cdot M_{emax} \quad \text{za transportna vozila}$$

$$M_n = \beta \cdot M_{ePemax} \quad \text{za radna vozila}$$

Pri tome je neophodno definisati koeficijent sigurnosti nošenja spojnice β . Vrednosti u zavisnosti od vrste vozila date su tabelarno:

tip vozila	Putnička	Teretna	Autobusi	Terenska	Traktori
β	1.4 - 1.8	1.8 - 2.4	1.6 - 2.8	1.8 - 2.8	2.2 - 3.6(4)

2. Šematski prikaz menjača

Podrazumeva definisanu koncepciju menjača, što prethodi već nabrojanim polaznim podacima.

Za svaki stepen prenosa potrebno je nacrtati posebnu šemu. Nije potrebno za hod unazad, pošto ga ne proračunavamo.

Posle izbora – definisanja koncepcije, usvajanja polaznih podataka i crtanja šeme, pristupa se izboru osnovog rastojanja i modula zupčanika.

3. Izbor osnovog rastojanja

Predstavlja jednu od najvažnijih faza u proračunu, jer bitno utiče i na konstrukcijske karakteristike (gabarite i masu) i na ekonomičnost rešenja. Cilj je ostvariti što manje osno rastojanje.

Postoji više načina za orijentaciono izračunavanje osnovog rastojanja (empirijski izrazi na osnovu iskustva), u funkciji od M_{emax} :

- a) $A' = 11.7 \cdot \sqrt[3]{M_{emax}} \quad [mm]$ za putnička vozila
 $A' = 18.7 \cdot \sqrt[3]{M_{emax}} \quad [mm]$ za teretna vozila
 $A' = 23.4 \cdot \sqrt[3]{M_{emax}} \quad [mm]$ za radna vozila
- b) $A'' = 9.1 \cdot \sqrt[3]{M_{emax} \cdot i_l \cdot \eta} \quad [mm]$ za transportna vozila
 $A'' = 9.1 \cdot \sqrt[3]{\frac{Z_{Mst} \cdot r_d \cdot \phi}{\eta \cdot i_o \cdot i_{br}}} \quad [mm]$ za radna vozila
- c) $A''' = 11.8 \cdot \sqrt[3]{M_{emax} \cdot i_l \cdot \eta \cdot c} \quad [mm]$ za transportna vozila
 $A''' = 11.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{Z_{Mst} \cdot r_d \cdot \phi}{\eta \cdot i_o \cdot i_{br}}} \cdot c \quad [mm]$ za radna vozila

c - koeficijent iskorišćenja obrtnog momenta, a daje se dijagramski ili tabelarno

$$c = f(F_o/G ; V)$$

$\frac{F_{o\max}}{G}$ $V [m/s]$	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55	0.65	0.75
1.4	0.79	0.67	0.56	0.45	0.35	0.27	0.18
2.8	0.75	0.62	0.52	0.44	0.35	0.27	0.18
8.4	0.61	0.49	0.42	0.37	0.33	0.27	0.18
13.9	0.50	0.40	0.33	0.30	0.28	0.27	0.18
18	0.42	0.33	0.26	0.24	0.22	0.20	0.18

$F_{o\max}$ - maksimalna vučna sila (kod traktora odgovara nominalnoj vučnoj sili)

$V [m/s]$ - brzina pri $F_{o\max}$

$$\frac{F_{o\max}}{G} = \frac{M_{e\max} \cdot i_l \cdot i_o \cdot i_{br} \cdot \eta}{r_d}$$

$$V = \frac{\omega_{e\max} \cdot r_d}{i_l \cdot i_o \cdot i_{br}}$$

Opšta preporuka za traktore:

$$c = 0.27 \div 0.32 \quad \text{za traktore točkaše}$$

$$c = 0.25 \div 0.30 \quad \text{za traktore guseničare}$$

Na osnovu dobijenih vrednosti pomoću sva tri izraza, analizom sa stanovišta koncepcije, mogućnosti izrade, ekonomičnosti, ..., proceniti najpogodnije rešenje. Generalni cilj je minimalno međuosno rastojanje. Naša procena potvrđuje se kasnije proračunom.

4. Izbor modula zupčanika menjača (modul ozubljenja)

Merodavan je maksimalni obrtni moment na izlaznom vratilu menjača:

$$M_m = M_{e\max} \cdot i_l \cdot \eta_p \quad [Nm] \quad \text{za transportna vozila (sa stanovišta motora)}$$

$$M_m = \frac{Z_{mst} \cdot r_d \cdot \varphi}{\eta_p \cdot i_o \cdot i_{br}} \quad [Nm] \quad \text{za radna vozila (sa stanovišta prijanjanja)}$$

Merodavni maksimalni moment M_m kod transportnih vozila već je korišćen za orijentaciono izračunavanje osnovog rastojanja.

Kod radnih vozila:

Z_{mst} - statička reakcija tla na pogonskoj osovini

$i_o \cdot i_{br}$ - ukupna redukcija od menjača do točkova (bez menjača)

$\varphi = 0.8$ usvojeno

$\eta_p = 0.96 \div 0.98$ usvojeno

Preporučene vrednosti modula u zavisnosti od vrednosti merodavnog maksimalnog momenta date su tabelarno

<i>Merodavni maksimalni moment (Nm)</i>	<i>Nominalni modul - m_n (mm)</i>
100	1.75 ÷ 2.75
300	2 ÷ 3.25
500	2.25 ÷ 3.50
800	2.5 ÷ 3.75
1000	2.75 ÷ 4
1500	3 ÷ (4.25)
2000	3.25 ÷ 4.5
3000	3.5 ÷ (4.75)
4000	4 ÷ 5
5000	4.25 ÷ 5.5
8000	4.75 ÷ 6
10000	5 ÷ 6.5

Standardne vrednosti modula prema JUS M.C1.015:

<i>Redni broj</i>	<i>m_n (mm)</i>
1	1
2	1.125
3	1.25
4	1.375
5	1.5
6	1.75
7	2
8	2.25
9	2.5
10	2.75
11	3
12	3.25
13	3.5
14	3.75
15	4
16	4.5
17	5
18	5.5
19	6
20	7

Napomene:

- veće vrednosti modula se biraju za zupčanike sa pravim zubima, a manje za zupčanike sa kosim zubima, kao i kada se postavljaju viši zahtevi u pogledu šumnosti (buke);
- izabrana vrednost modula usaglašava se sa standardnim vrednostima prema JUS M.C1.015, pri čemu treba izbegavati vrednosti u zgradama;
- kod radnih vozila se još vrši i provera odabrane vrednosti modula sa stanovišta snage motora, i to:
 - o $P_{emax} \leq 15 \text{ kW}$ $\Rightarrow m_n = 2.5 \div 3 \text{ mm}$
 - o $15 \text{ kW} < P_{emax} \leq 30 \div 40 \text{ kW}$ $\Rightarrow m_n = 3 \div 4 \text{ mm}$
 - o $P_{emax} > 40 \text{ kW}$ \Rightarrow ne vrši se dopunska provera

5. Izbor broja zuba pojedinih parova zupčanika menjača

Ovaj izbor vrši se na osnovu sledećih ulaznih veličina:

- i_i - prenosni odnosi u menjačkom prenosniku;
- A - usvojeno međuosno rastojanje;
- m_n - usvojeni nominalni modul

Napomena:

- zbir zubaca pojedinih parova zupčanika mora biti jednak:

$$Z_{1I} + Z_{2I} = Z_{1II} + Z_{2II}$$

- u cilju uklapanja broja zuba za pojedine zupčanika dopušta se korigovanje polaznih podataka koji se odnose na prenosne odnose

6. Izbor ugla nagiba zupca (β) i širine zuba (b)

Ugao β se određuje iz uslova da u osnom preseku (podeoni cilindar) stepen zahvata bude $\varepsilon_\alpha \geq 1$

β - nagib bočne linije na podeonom cilindru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{t_s} = b \cdot \frac{\sin \beta}{\pi \cdot m_n} \geq 1$$

$$t_s \cdot \cos \beta = \pi \cdot m_n$$

t_s - korak ozubljenja

Uobičajene vrednosti su sledeće:

- za putnička vozila $\beta = 20 \div 30^\circ$
- za teretna i radna vozila $\beta = 25 \div 45^\circ$

Vrednosti za širinu zuba:

a) pravi zubi $\frac{b}{m_n} = 4.5 \div 7$

b) kosi zubi $\frac{b}{m_n} = 7 \div 8.5$

Za povećanje širine zuba b potrebna je veća tačnost izrade, kao i veća krutost vratila zbog slike nošenja (treba postupati oprezno !!!)

7. Određivanje geometrijskih parametara zupčanika

Na bazi usvojenih i određenih veličina:

- modula m_n
- međuosnog rastojanja A
- širine zuba b
- ugla nagiba zubaca β

vrši se određivanje geometrijskih parametara svakog zupčanika prema standardu JUS M.C1. 016

**Poglavlja 3 – 7 obrađena su u Projektovanju vozila
kroz projektovanje menjača.**

8. Izbor materijala za zupčanike

U toku sprovođenja postupka proračuna neophodno je proveriti da li su navedene veličine dobro odabrane.

Prvenstveno je neophodno odabrati materijal. Na osnovu dosadašnjih iskustava preporučuju se i najčešće koriste legirani čelici za cementaciju, zbog visokih specifičnih snaga. Potrebna je visoka žilavost zubaca i veoma tvrde površine bokova zubaca zbog visokih kontaktnih naprezanje.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Č.4320} \\ \text{Č.4321} \end{array} \right\} C_r M_n$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Č.5420} \\ \text{Č.5421} \end{array} \right\} N_i C_r$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Č.4720} \\ \text{Č.4721} \end{array} \right\} C_r M_o$$

9. Provera zupčanika na čvrstoću

Vrši se u odnosu na statičku i dinamičku čvrstoću.

9.1. Statička čvrstoća

Provera na savijanje u podnožju zubaca, sa stanovišta torzione krutosti prenosnika na uvijanje.

Merodavni moment za proračun jeste moment nošenja:

$$M_n = \beta \cdot M_{emax} \quad \text{za transportna vozila}$$

$$M_n = \beta \cdot M_{ePemax} \quad \text{za radna vozila}$$

$$M_n = M_n \cdot i_{sp} \quad \text{važna napomena kod menjača sa tri vratila}$$

Na osnovu ovih momenata određuje se obimna sila na zupčanicima F_{oz} (uključuju se aktuelni prenosni odnosi - koristeći šeme opterećenja). Ovo je klasičan pristup.

$$F_{oz} = 2 \cdot \frac{M_n}{z_i \cdot m_n}$$

gde je

$$z_i \cdot m_n = d - \text{podeoni prečnik zupčanika}$$

Kriterijum je:

$$\nu = \frac{\sigma_V}{\sigma} > 1$$

gde je

σ_V - granica razvlačenja (tečenja) materijala

$\sigma = \frac{F_{oz} \cdot \xi_r \cdot \Phi}{b \cdot m_n}$ - normalni napon u podnožju zuba (Mašinski elementi)

ξ_r - faktor raspodele opterećenja (Savić)

Φ - faktor oblika zuba

9.2. Dinamička čvrstoća

- sa stanovišta savijanja u korenu zubaca;
- sa stanovišta kontaktnog naprezanja.

Merodavni moment za dinamički proračun:

M_{emax} za transportna vozila

M_{ePemax} za radna vozila

$M_{emax} \cdot i_{sp}$ važna napomena kod menjača sa tri vratila

Prvo se izračunava napon savijanja σ_F (na klasičan način), a stepen sigurnosti sa stanovišta savijanja u korenu zupca dat je izrazom:

$$\nu = \frac{1.25 \cdot \sigma_{Fdoz}}{\sigma_F} \geq 1.5$$

gde je

σ_{Fdoz} - kritična vrednost napona savijanja

σ_F - napon savijanja u korenu zupca

Potpuna analogija postoji kada je u pitanju površinski pritisak (kontaktna naprezanja):

$$\nu = \frac{1.25 \cdot \sigma_{Hdoz}}{\sigma_H} \geq 1$$

gde je

σ_{Hdoz} - kritična vrednost kontaktnog naprezanja

σ_H - napon pri površinskom pritisku

Korekcija od 25% primenjuje se zbog činjenice da je eksploatacioni moment manji od definisanih merodavnih momenata za proračun.

$$M_{exp} < M_{emax} (M_{ePemax})$$

Kritična vrednost σ_{Fdoz} (koja odgovara vremenski ograničenoj dinamičkoj čvrstoći σ_D), kao i σ_{Hdoz} (koja odgovara vremenski ograničenoj dinamičkoj čvrstoći kontaktnog

naprezanja p_D), definišu se na osnovu tabličnih vrednosti trajnih dinamičkih čvrstoća sa stanovišta savijanja (σ_{Do}) i sa stanovišta kontaktnog naprezanja (p_{Do}).

Pri tome je potrebno izvršiti korekciju pomoću predviđenog broja promena opterećenja. To se vrši pomoću sledećih izraza:

$$p_D^3 \cdot N = p_{Do}^3 \cdot N_D$$

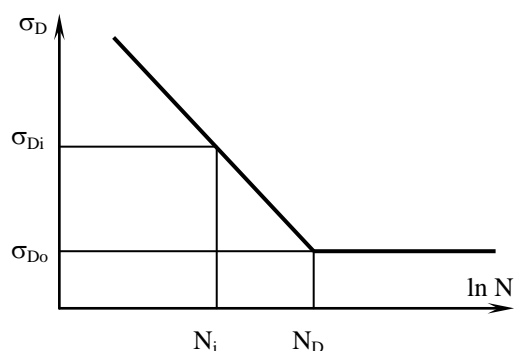
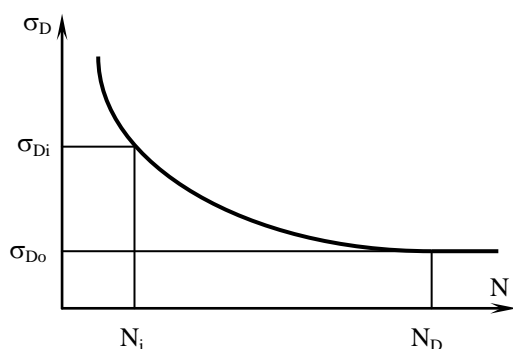
$$\sigma_D^3 \cdot N = \sigma_{Do}^3 \cdot N_D$$

gde je

N - projektovani broj opterećenja

$N_D = 5 \cdot 10^7$ - računski broj promena koji odgovara trajnoj dinamičkoj čvrstoći za materijale koji se koriste za izradu zupčanika

Ovo je druga korekcija koja se vrši u odnosu na granični broj promena opterećenja (N_D), samo u slučaju kada je predviđeni broj promena $N < N_D = 5 \cdot 10^7$.



σ_{Di} - vremenska dinamička čvrstoća

9.3. Definisane broj promena opterećenja

Ovo je još potrebno odrediti da bismo mogli da definišemo vrednosti vremenski ograničenih dinamičkih čvrstoća.

U slučaju da se broj promena izražava brojem sati rada T (h) i brojem obrtaja n (min^{-1}):

$$N = 60 \cdot T \cdot n$$

Postoje podaci o korišćenju pojedinih stepeni prenosa u realnoj eksploataciji, na različitim vozilima i u različitim uslovima kretanja. To se izražava procentualnim učešćem pojedinih stepeni prenosa (p_i), na osnovu kojih određujemo stvarni - realni broj promena opterećenja za svaki tip zupčanika.

Procentualno učešće pojedinih stepeni prenosa (p_i) u realnoj eksploataciji

menjač		putničko vozilo (%)	teretno vozilo (%)	autobusi (%)		radno vozilo (%)
				gradski	međugradski	
4 stepena prenosa	I	3	5	-	-	-
	II	15	20	-	-	-
	III	60	55	-	-	-
	IV	22	20	-	-	-
5 stepeni prenosa	I	2	3	5	3	3
	II	8	12	15	10	15
	III	10	30	40	15	25
	IV	65	40	35	42	40
	V	15	15	5	30	17
6 stepeni prenosa	I	-	3	3	2	3
	II	-	5	12	10	10
	III	-	20	35	20	20
	IV	-	40	30	25	30
	V	-	20	15	28	15
	VI	-	12	5	15	12
8 stepeni prenosa	I	-	-	-	-	3
	II	-	-	-	-	10
	III	-	-	-	-	15
	IV	-	-	-	-	25
	V	-	-	-	-	25
	VI	-	-	-	-	10
	VII	-	-	-	-	7
	VIII	-	-	-	-	5
6 stepeni FAP	I	-	0.2	-	-	-
	II	-	2.4	-	-	-
	III	-	9.3	-	-	-
	IV	-	20.5	-	-	-
	V	-	22.8	-	-	-
	VI	-	38.1	-	-	-
4 stepena Zastava 750	I	6	-	-	-	-
	II	28	-	-	-	-
	III	48	-	-	-	-
	IV	13	-	-	-	-
4 stepena Zastava 101 (gradski uslovi)	I	25	-	-	-	-
	II	49	-	-	-	-
	III	21	-	-	-	-
	IV	5	-	-	-	-
4 stepena Zastava 101 (put srednjeg intenziteta)	I	10	-	-	-	-
	II	37	-	-	-	-
	III	30	-	-	-	-
	IV	23	-	-	-	-

Usvajamo vek trajanja S (km) ili radne časove T (h)

$S = 150000 \text{ km}$ za transportna vozila

$T = 6000 \text{ h}$ za radna vozila

Primer 1:**Određivanje broja promena opterećenja na osnovu pređenog puta u pojedinim stepenima prenosa za transportna vozila**

stepen prenosa	I	II	III	IV
učestće p_i (%)	3	15	60	22

S_i - pređeni put u pojedinim stepenima prenosa

$$S_i = p_i \cdot S$$

$$S_I = 0.03 \cdot 150000 = 4500 \text{ km}$$

$$S_{II} = 0.15 \cdot 150000 = 22500 \text{ km}$$

$$S_{III} = 0.60 \cdot 150000 = 90000 \text{ km}$$

$$S_{IV} = 0.22 \cdot 150000 = 33000 \text{ km}$$

$$S_i = 2 \cdot r_d \cdot \pi \cdot \frac{N_i}{i_i \cdot i_o \cdot i_{br}} \Rightarrow N_i = \frac{S_i \cdot i_i \cdot i_o \cdot i_{br}}{2 \cdot r_d \cdot \pi}$$

Napomena: u slučaju menjača sa tri vratila važi sledeće:

$$i_i = i_{sp} \cdot i_i'$$

Primer 2:**Određivanje broja promena opterećenja na osnovu vremena rada u pojedinim stepenima prenosa za radna vozila**

T_i - vreme rada u pojedinim stepenima prenosa

$$V_i = 0.8 \cdot V_{max}$$

$$S_i = V_i \cdot T_i$$

$$S_i = 2 \cdot r_d \cdot \pi \cdot \frac{N_i}{i_i \cdot i_o \cdot i_{br}} = V_i \cdot T_i \Rightarrow N_i = \frac{V_i \cdot T_i \cdot i_i \cdot i_o \cdot i_{br}}{2 \cdot r_d \cdot \pi}$$

Na ovaj način definisali smo brojeve ciklusa za pojedine zupčaste parove. U slučaju da je $N < N_D$ primenjujemo korekciju u odnosu na granični broj promena opterećenja (N_D).

Uključujući ove korekcije (po momentu i po broju promena opterećenja), dalje se proračun vrši prema poznatim izrazima iz Mašinskih elemenata.

Stepeni sigurnosti:

$$v_\sigma = \frac{1.25 \cdot \sigma_D}{\sigma} \cdot \sqrt[6]{\frac{N_D}{N_i}} \quad - \text{sa stanovišta savijanja u korenu zupca}$$

$$v_K = \frac{1.25 \cdot K_{DZ}}{K} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_D}{N_i}} \quad - \text{sa stanovišta površinske čvrstoće}$$

9.4. Proračun zupčanika menjača prema normama DIN 3990 (tj. ISO 6336)

Norme za proračun zupčanika sadrže 5 (pet) delova:

1. deo: Uvod i uticajni faktori
2. deo: Proračun kontaktnog naprezanja
3. deo: Proračun na savijanje u korenu zupca
4. deo: Proračun na statičku čvrstoću zupca
5. deo: Vrednost trajne čvrstoće i kvalitet materijala.

Norme za direktnu primenu:

11. deo: industrijski menjači – proračun po detaljnoj metodi
12. deo: industrijski menjači – proračun po pojednostavljenoj metodi
21. deo: brzohodni menjači
31. deo: brodski menjači
41. deo: menjači motornih vozila.

Postoje 4 (četiri) metode osnovnih normi za određivanje uticajnih faktora pri proračunu:

METODA A: tačnim merenjem, proveru matematičkom analizom (simulacijom – MKE) ili na osnovu pouzdanog (proverenog) iskustva;

METODA B: proračun se vrši potpuno definisanim detaljnim proračunskim postupkom (najtačniji analitički prilaz);

METODA C: približni postupci uz primenu dijagrama;

METODA D: najjednostavniji postupak uz usvajanje vrednosti koeficijenata iz tablica.

Pri proračunu menjača treba koristiti sledeće oznake:

z_1 - broj zubaca vodećeg zupčanika	m_t - transversalni modul
z_2 - broj zubaca vođenog zupčanika	i - prenosni odnos para zupčanika
A - osno rastojanje	β_b - ugao zavoja zubaca na osnovnom (podeonom) prečniku
N_e - snaga	α_t - transversalni ugao
G_s - masa vozila	α_t' - radni transversalni ugao
r_d - dinamički poluprečnik točka	$x_{\Sigma t}$ - zbirna korekcija
P_{ro} - dodatak za završnu obradu zubaca	y_t - faktor pomeranja osnovnih krugova
α_p - ugao za završnu obradu zubaca	σ_t - faktor smanjenja visine zupca - transversalno
σ_{Hd} - dozvoljeno kontaktno naprezanje	σ_n - faktor smanjenja visine zupca - normalno
σ_{Fd} - dozvoljeno naprezanje na savijanje u korenu zupca	P_{bt} - osnovni korak
Sa gledišta izrade:	Z_{min} - minimalni broj zubaca bez podsecanja
s - radijus ugla alata	Z_v - evkvivalentni broj zubaca
h_{ao} - visina zupca alata	x_{tmin} - faktor pomeranja profila bez podsecanja
h_{an} - visina temena zubca	d - podeoni prečnik
h - ukupna visina zupca	d_b - osnovni prečnik
h_{ft}, h_{at}, C_t - transversalna visina zupca	e - položaj centra radijusa alata

Osnovni faktori za izračunavanje pri proračunu

- K_A - uzima u obzir neravnomernost obrtnog momenta (kolektivno opterećenje);
- K_V - uzima u obzir uticaj unutrašnjih dinamičkih opterećenja zbog vibracija, postoji više metoda za njegovo izračunavanje;
- $K_{H\beta}$ i $K_{F\beta}$ - faktori koji uzimaju u obzir raspodelu opterećenja po dužini (širini) zupca za kontaktno naprezanje i naprezanje na savijanje;
- $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$ - faktor raspodele opterećenja između zubaca oba zupčanika (za kontaktno naprezanje i naprezanje na savijanje); postoji više metoda za proračunavanje.

Faktori $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$ obuhvataju uticaje kvaliteta izrade na čvrstoću.

Kontaktno naprezanje**Radni napon:**

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i_i + 1}{i_i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$$

gde je

$$Z_E - \text{faktor elastičnosti} \quad Z_E = \sqrt{0.175 \cdot E}$$

$$Z_H - \text{faktor oblika zuba} \quad Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t'}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_t'}}$$

gde je

β_b – osnovni ugao zavoja zubaca;

α_t – transverzalni ugao pritiska;

α_t' – radni, tj. ugao pritiska

$$Z_\varepsilon - \text{faktor stepena sprežanja} \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \text{ za zupce sa } \varepsilon_\alpha \geq 1$$

$$Z_\beta - \text{faktor uticaja nagiba zuba} \quad Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

F_t - obimna sila

b - širina zubaca

d_1 - prečnik pogonskog zupčanika (manji)

i_i - prenosni odnos

K_A - obezbeđuje uzimanje u obzir kolektive opterećenja (ima odlučujući uticaj na čvrstoću zupčanika - dat je tabelarno)

Određivanje faktora K_A :

1. MERENJEM

merenja se obavljaju na samom vozilu (registruju se promenljivi brojevi obrtaja, momenti i koliko je koji stepen prenosauključivan); Ovo je najskuplji i najtačniji način;

2. SIMULACIJOM

za ovu metodu neophodno je definisati konfiguraciju puta (usponi, padovi, moguće brzine kretanja vozila, ...)

3. SINTEZA DVE NORMALNE RASPODELE

prva raspodela vezana je za kolektiv opterećenja visoke učestanosti i malog intenziteta (uticaj neravnina podloge pri uobičajenoj eksploataciji); druga raspodela vezana je za kolektiv opterećenja manje učestanosti (retka), ali velikog intenziteta (uključivanje spojnice, udarne rupe, ...).

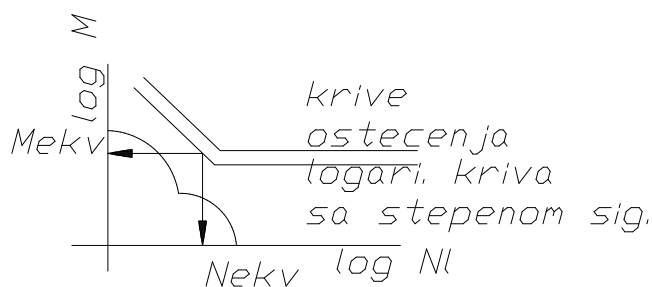
Preporučene vrednosti za promenu obrtnog momenta sa srednjim udarima za K_A su od 1,4 do 1,6. Međutim, u literaturi je moguće naći i eksperimentalne vrednosti za ovaj faktor koje su prikazane u sledećoj tablici.

<i>Stepen prenosa</i>	<i>Putničko vozilo</i>	<i>Teretno vozilo / Autobus</i>
1	0,65	0,85
2	0,65	0,85
3	0,65	0,85
4	0,715	0,935
5	0,715	0,935
6	-	0,935
7	-	0,935
8	-	0,935

Primenom hipoteze o linearnoj akumulaciji oštećenja određuje se ekvivalentni moment za određeni ekvivalentni broj promena opterećenja, koji odgovara datom kolektivu opterećenja (koji je registrovan u realnoj eksploataciji).

To znači da pri opterećenju zupčanika sa ekvivalentnim obrtnim momentom i ekvivalentnim brojem promena, zupčanik ima istu sigurnost u odnosu na vremensku i trajnu čvrstoću kao kada je zupčanik opterećen kolektivom opterećenja.

Ovako dobijeno kolektivno opterećenje treba uporediti sa Velerovom krivom kako bi se utvrdio kolektiv (kriva) ekvivalentnog opterećenja (normirana kriva veka).



Tada je:

$$K_A = \frac{M_{ekv}}{M_{nom}} \quad M_{nom} = M_{emax} \cdot i$$

gde je

T_{ekv} - ekvivalentni moment

T_{nom} - nominalni moment

M_{nom} je moment koji se javlja na zupčaniku pri M_{emax}

N_{ekv} je definisano tako da odgovara prosečnom

K_{AF} – savijanje

K_{AH} – kontaktno naprezanje

Oba faktora su za menjače vozila uglavnom manji od 1, jer je prosečna vrednost ulaznog momenta u menjač manja od maksimalnog momenta motora.

Kritični napon:

$$\sigma_{Hd} = \sigma_{Hlim} \cdot \frac{Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}}$$

gde je

$\sigma_{Hlim} = 1650 \div 1750 \text{ N/mm}^2$ - trajna dinamička izdržljivost bokova zubaca zupčanika modela urađenog od već specificiranih materijala. Ispitivanjem zupčastih parova u određenim uslovima dobija se vrednost σ_{Hlim} , a kritični napon za druge uslove dobija se korekcijom pomoću sledećih faktora, a prema gornjoj formuli

$$Z_L - \text{faktor kinematske viskoznosti} \quad Z_L = 0.91 + \frac{0.36}{\left(1.2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2}$$

$$Z_V - \text{faktor uticaja obimne brzine} \quad Z_V = 0.93 + \frac{0.14}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{V}}} \quad \text{gde je } V \text{ [m/s]}$$

$$Z_R - \text{faktor uticaja hrapavosti površine} \quad Z_R = 0.919 \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt[3]{a}}{R_{a1} + R_{a2}}\right)^{0.08}$$

gde je

a – osno rastojanje;

R_{a1} , R_{a2} – aritmetičke sredine neravnina (na gonjenom i pogonskom zupcu)

Z_W - faktor tvrdoće zubaca

$$Z_W = 1$$

Z_X - faktor veličine zubaca

$$Z_X = 1, \text{ kod većih zupčanika } Z_X > 1$$

Z_{NT} - faktor veka

$$\text{uobičajeno } Z_{NT} = 1, \text{ za kraći vek } Z_{NT} > 1$$

$$Z_{NT} = \sqrt[m]{\frac{N_{HD}}{n_\Sigma}} - \text{dat tabelarno}$$

gde je

N_{HD} - broj sprežanja zuba koji odgovara trajnoj dinamičkoj izdržljivosti modela

n_Σ - broj promena opterećenja u radnom veku

S_{Hmin} - minimalni stepen sigurnosti

uzima se da je $S_{Hmin} = 1$ za 1% verovatnoće otkaza (99% verovatnoće preživljavanja)

Kriterijum: $\sigma_H < \sigma_{HD}$

Savijanje

Kada je u pitanju savijanje, može se napraviti ista paralela.

Radni napon:

$$\sigma_F = Y_f \cdot Y_s \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$$

gde je

$$Y_f = \frac{6 \cdot \left(\frac{h_{fe}}{m_n} \right) \cdot \cos \alpha_{fen}}{\left(\frac{S_{fn}}{m_n} \right)^2 \cdot \cos \alpha_n}$$

Y_f - faktor oblika zuba

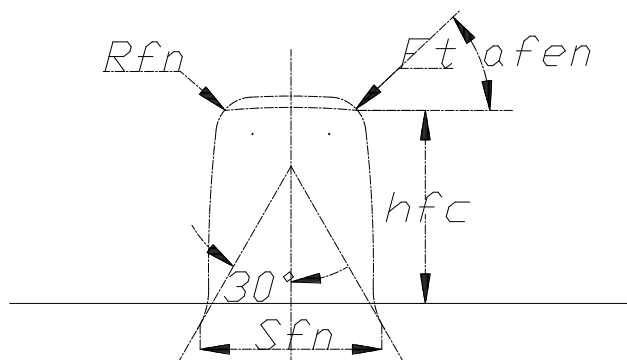
gde je

h_{fe} - krak dejstva sile

α_{fen} - nimalni ugao pritiska na referentnom cilindru

S_{fn} - debljina u korenu zupca

R_f - poluprečnik vrha zupca



Y_s – korekcionni faktor za izmenu nominalnog naprezanja na savijanje

$$Y_s = (1.2 + 0.13 \cdot I) \cdot Q_s^p$$

gde je

$$I = \frac{S_{fn}}{h_{fe}} \quad ; \quad Q_s = \frac{S_{fn}}{2 \cdot R_f} \quad ; \quad p = \frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{I}}$$

Y_β - faktor ugla nagiba

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120}$$

$$Y_\beta \geq Y_{\beta \min}$$

$$Y_{\beta \min} > (1 - 0.25 \cdot \varepsilon_\beta)$$

$$\beta > 30^\circ \quad (\varepsilon_\beta > 1)$$

$$Y_{\beta \min} > 0.75$$

$$\beta = 30^\circ \quad (\varepsilon_\beta = 1)$$

K_A - i ovde prisutan sa istim efektom uzimanja u obzir kolektiva opterećenja (dat je tabelarno)

Kritični napon:

$$\sigma_{Fd} = \sigma_{F \lim} \cdot \frac{Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_X}{S_{F \min}} \quad ; \quad \sigma_F < \sigma_{FD}$$

$\sigma_{F \lim} = 460 \text{ N/mm}^2$ - trajna dinamička izdržljivost sa stanovišta savijanja u korenu zupca modela zupčanika urađenog od već specificiranog materijala. Ispitivanjem zupčastih parova u određenim uslovima dobija se vrednost $\sigma_{F \lim}$, a kritični napon za druge uslove dobija se korekcijom pomoću sledećih faktora, a prema gornjoj formuli

Y_{ST} - faktor koncentracije napona

$$Y_{ST} = Y_{\delta \text{rel}T} \cdot Y_{R \text{rel}T}$$

gde

$Y_{\delta \text{rel}T}$ - uzima u obzir oslanjanje

$Y_{R \text{rel}T}$ - uzima u obzir hrapavost u radijusu korena zupca

Y_{NT} - faktor veka vremenske izdržljivosti

$$Y_{NT} = \sqrt[n_\Sigma]{\frac{N_{FD}}{n_\Sigma}} \quad \text{- dat tabelarno}$$

$$Y_{NT} > 1 \quad ; \quad n_\Sigma < N_{FD}$$

gde je

N_{FD} - broj promena opterećenja koji odgovara trajnoj dinamičkoj izdržljivosti modela

n_s - broj promena opterećenja u radnom veku konkretnog zupčastog para (manji kritičniji), ovo sračunavamo

m - eksponent Velerove krive za konkretan materijal

Y_X - faktor koji uzima u obzir pad trajne čvrstoće sa porastom dimenzija

$Y_X = 1$ za manje zupčanike

$Y_X < 1$ za veće zupčanike

S_{Fmin} - minimalni stepen sigurnosti uzima se da je $S_{Fmin} = 1$ za 1% verovatnoće otkaza (99% verovatnoće preživljavanja)

Kriterijum: $\sigma_F < \sigma_{FD}$

10. Proračun vratila menjača

10.1. Usvajanje dimenzija vratila

Polazi se od geometrijskih parametara zupčanika.

Preporuka je da na sredini raspona izlaznog vratila njegov prečnik iznosi

$$d = (0.53 \div 0.62) \cdot A$$

Vratila se proračunavaju na statičku čvrstoću (sa stanovišta kombinovanog naprezanja - savijanja u dve ravni i uvijanja, dok se naponi sabijanja/istezanja zanemaruju, kao i sa stanovišta radijalnog ugiba, koji bitno utiče na vek zupčanika preko izmene "slike nošenja").

Merodavni moment za statički proračun je moment nošenja M_n .

Dinamički proračun vratila (tu je merodavan moment M_{emax}) se ne sprovodi, pošto vratila po pravilu zadovoljavaju u ovom smislu.

10.2. Crtanje šeme opterećenja

Crtaju se šeme vratila u horizontalnoj, vertikalnoj i rezultujućoj ravni, sa obimnim, radijalnim i aksijalnim silama, za svaki stepen prenosa.

10.3. Definisanje kritičnih opterećenja

Za konkretno rešenje, samostalno odrediti dva moguća kritična slučaja, za koje zatim treba izračunati maksimalni ugib i razmicanje (na osnovu znanja iz otpornosti materijala, pri čemu se vratilo posmatra kao prosta greda).

Dozvoljene deformacije na mestu dejstva rezultujuće sile, tj. dozvoljeni ugib po jednom vratilu treba da bude reda

$$f = 0.1 \div 0.2 \text{ mm}$$

a dozvoljeno razmicanje

$$< 0.25 \text{ mm}$$

Napomena: Veći modul uslovljava veće razmicanje.

Kriterijum sa stanovišta statičke provere u obliku stepena sigurnosti:

$$\nu = \frac{\sigma_v}{\sigma} > 3$$

Vrednost stepena sigurnosti može da ide i do $\nu = 5$, pošto se proračun vrši sa momentom nošenja.

U slučaju ožljebljenog vratila merodavan je srednji prečnik (obavezna je i provera kontaktnog naprezanja - površinskog pritiska ožljebljene veze).

10.4. Materijali vratila

Za ozubljena ili ožljebljena vratila koriste se materijali isti kao i za izradu zupčanika.

Za ostale ("normalne") slučajeve koriste se čelici za poboljšanje:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Č.1530} \\ \text{Č.1730} \end{array} \right\} N_i M_o \quad \text{ugljenični}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Č.3130} \\ \text{Č.3830} \end{array} \right\} M_n \quad \text{legirani}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Č.4730} \\ \text{Č.5430} \end{array} \right\} C_r M_o$$

11. Proračun ležajeva

Ležajevi se biraju iz kataloga, pod pretpostavkom da zadovolje potrebnu nosivost i željeni radni vek. Biraju se minimalne dimenzije, osim u slučajevima kada treba zadovoljiti određene konstrukcione zahteve.

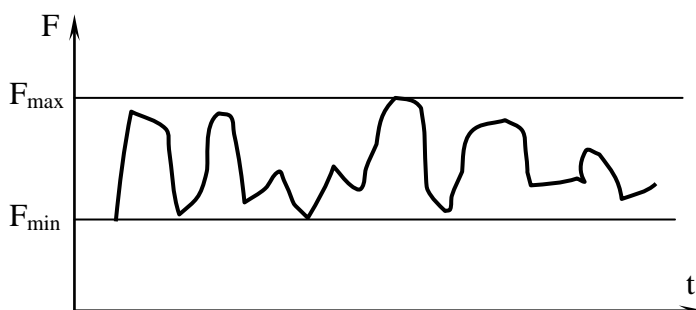
Usvaja se vek ležajeva

$$T = 2000 \text{ h}$$

Crta se šema opterećenja (uključuje radijalne, aksijalne i obimne sile. Šeme opterećenja su iste kao i kod proračuna vratila.

Ležajevi u menjaču izloženi su promenljivim eksploatacionim uslovima, što je neophodno uključiti u razmatranje.

Ako pri stalnom broju obrtaja opterećenje varira prema nekoj neprekidnoj funkciji, a menja se približno linearno u određenom vremenskom intervalu zadržavajući isti smer, srednje konstantno opterećenje (koje ima isti uticaj kao i zadato promeljivo opterećenje) dobija se pomoću izraza:



$$F_m = \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3} \quad \text{za orijentacioni proračun}$$

gde je

F_{min} - minimalno opterećenje u posmatranom vremenu

F_{max} - maksimalno opterećenje u posmatranom vremenu

Kada "blokovi" različitih konstantnih brojeva obrtaja i opterećenja zamenjuju jedan drugi, onda se srednje konstantno opterećenje (sa istim uticajem - klasična primena teorije o linearnoj akumulaciji oštećenja) izračunava sledećim izrazom:

$$F_m = \sqrt[\alpha]{\frac{F_1^\alpha \cdot N_1 + F_2^\alpha \cdot N_2 + \dots + F_z^\alpha \cdot N_z}{N}}$$

gde je

F_m - traženo srednje opterećenje

$\alpha = 3$ - za ležajeve sa kuglicama

$\alpha = 10/3$ - za ležajeve sa valjcima

F_1, F_2, \dots, F_z - konstantno opterećenje u određenom periodu rada ležaja

N_1, N_2, \dots, N_z - odgovarajući ukupni brojevi obrtaja pri konstantnim (minutnim) brojevima obrtaja (n_1, n_2, \dots, n_z)

N - ukupan broj obrtaja (promena opterećenja) pri svim režimima opterećenja

$$N = n \cdot t = n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_z \cdot t_z$$

gde je

n - uslovni broj obrtaja

t - ukupno vreme rada (vek) ležaja

n_1, n_2, \dots, n_z - konstantni minutni brojevi obrtaja

t_1, t_2, \dots, t_z - vreme za koje deluje pojedino konstantno opterećenje (učesće određenog stepena prenosa u ukupnom veku ležaja t) - $t_1 = p_1 \cdot t$

$$t = t_1 + t_2 + \dots + t_z$$

Na osnovu srednjeg opterećenja može se odrediti odgovarajuće opterećenje u radijalnom i aksijalnom pravcu (F_{ma} i F_{mr})

Napomena:

- kod radijalnih ležaja srednje konstantno opterećenje F_m jednako je ekvivalentnom opterećenju $F = F_m$;
- u slučaju da se promenljivo opterećenje vrši u ma kom pravcu, uticaj postojanja aksijalne komponente (kod prstenih ležaja na radni vek ležaja) utvrđuje se empirijski, na osnovu čega su definisani odgovarajući uticajni faktori.

Za prstene ležajeve koji prenose i aksijalna opterećenja, ekvivalentno radijalno opterećenje dinamički opterećenih ležajeva određuje se pomoću izraza

$$F = X \cdot F_{mr} + Y \cdot F_{ma}$$

gde je

F_{mr} - srednje radijalno konstantno opterećenje u osloncu

F_{ma} - srednje aksijalno konstantno opterećenje u osloncu

X - faktor radijalnog opterećenja

Y - faktor aksijalnog opterećenja

Faktori X i Y određuju se u zavisnosti od odnosa F_a/F_r , što je definisano standardom JUS M.C3.853 - 860, zavisno od izabranog tipa ležaja.

Pošto smo definisali ekvivalentna opterećenja (pod pretpostavkom da je izabran adekvatan tip ležaja), pristupa se izboru ležaja odgovarajuće veličine, a koji ima potrebnu nosivost i željeni radni vek.