

Konstrukcija prijenosnika s promijenjivim prijenosnim omjerom

Španić, Vladimir

Master's thesis / Diplomski rad

2017

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:486916>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-08-16**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Vladimir Španić

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Zoran Domitran, dipl. ing.

Student:

Vladimir Španić

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc.dr.sc. Zoranu Domitranu na pruženoj pomoći i diskusijama prilikom izrade diplomskog zadatka.

Iskreno se zahvaljujem svojoj obitelji, prijateljima i svima koji su me podržavali tijekom studija.

Vladimir Španić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Vladimir Španić**

Mat. br.: **0035179563**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcija prijenosnika sa promjenjivim prijenosnim omjerom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design solution of a variable gearbox**

Opis zadatka:

Potrebno je analizirati problematiku konstrukcije prijenosnika s promjenjivim prijenosnim omjerom za ugradnju u vozila. Izraditi konstrukcijsko rješenje prijenosnika za pogon električnog vozila s promjenjivim prijenosnim omjerom i dvije brzine vrtnje, prema zadanom maksimalnom momentu vrtnje elektromotora od 360 Nm te maksimalnoj brzini vrtnje motora od 5600 min⁻¹.

U radu je potrebno:

- uporabom 3D programskog paketa modelirati konstrukcijsko rješenje,
- odrediti najnepovoljnije uvijete opterećenja,
- provesti proračun čvrstoće najnepovoljnijih dijelova

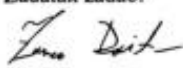
Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih poznatih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

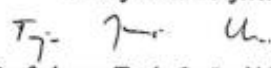
Cjelovito konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih. U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:
19. siječnja 2017.

Rok predaje rada:
23. ožujka 2017.

Predviđeni datumi obrane:
29., 30. i 31. ožujka 2017.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Zoran Domitran

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	XI
SUMMARY	XII
1. UVOD.....	1
1.1. Definicija i razvoj automobilske transmisije	1
1.2. Temeljni događaji u povijesti automobila i automobilskih transmisija	6
1.3. Faze razvoja automobilskih transmisija	7
1.4. Faktori utjecaja razvoja automobilske transmisije.....	9
1.4.1. Definicija osobnog vozila	10
1.5. Glavne funkcije automobilske transmisije.....	10
2. TEHNIČKA RAZRADA.....	11
2.1. Hiperbola vučne sile.....	11
2.2. Definicija prijenosnog omjera transmisije	12
2.3. Reakcijski moment transmisije na vozilo	13
2.4. Karakteristične vrijednosti osnih razmaka vratila.....	14
2.5. Gubici i efikasnost automobilskih transmisija	15
2.6. Komercijalne konstrukcijske izvedbe automobilskih transmisija.....	16
3. OTPORI VOŽNJE.....	17
3.1. Zahtjev snage	17
3.1.1. Otpor kotrljanja kotača (automobilske gume) po podlozi F_R	17
3.1.2. Maksimalna sila automobilske gume	20
4. PERFORMANSE VOZILA	21
4.1. Maksimalna brzina	21
4.2. Svladavanje maksimalnog uspona	21
4.3. Ubrzanje	21
5. POLOŽAJ TRANSMISIJE U VOZILU.....	23
6. DIMENZIONIRANJE.....	24
6.1. Odabir prijenosnih omjera	24
6.2. Zupčanici.....	25
6.2.1. Ulazni parametri za proračun zupčaničkih parova.....	26
6.2.2. Kontrola u odnosu na dozvoljeno naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupčaničkog para $z_{11}-z_{12}$	27
6.2.2.1. Odabir faktora unutrašnjih dinamičkih sila K_V i faktora dodatnih dimaničkih opterećenja K_A , prema ISO 6336-1:	32
6.2.2.2. Izračun faktora oblika Y_f , prema ISO 6336-3:	33

6.2.2.3.	Izračun faktora korekcije naprezanja Y_S , prema ISO 6336-3:.....	38
6.2.2.4.	Izračun faktora nagiba boka zuba, Y_β , prema ISO 6336-3	38
6.2.2.5.	Faktor debljine oboda ozubljenja, Y_{B1} prema ISO 6336-3	39
6.2.2.6.	Faktor dubine zuba, Y_{DT1} , prema ISO 6336-3	39
6.2.2.7.	Izračun faktora raspodjele opterećenja za naprezanje u korijenu zuba i kontaktno naprezanje, $K_{F\alpha 1}$ i $K_{H\alpha 1}$, prema ISO 6336-1	39
6.2.2.8.	Izračun dopuštenog naprezanja na svijanje, prema ISO 6336-1, 6336-2	40
6.2.3.	Kontrola u odnosu na dozovljenu čvrstoću boka zupčastog para z_{11} - z_{12}	41
6.2.3.1.	Faktor oblika boka Z_h , prema ISO 6336-2.....	42
6.2.3.2.	Faktor prekrivanja boka zuba $Z_{\epsilon 1}$	42
6.2.3.3.	Faktor elastičnosti materijala, Z_E	42
6.2.3.4.	Faktor nagiba boka zuba, $Z_{\beta 1}$	42
6.2.3.5.	Faktor vijeka trajanja, Z_{NT1}	42
6.2.3.6.	Faktor kontakta zupčastog para z_{11} - z_{12} , Z_{B1}	42
6.2.3.7.	Faktor podmazivanja, Z_{L1}	43
6.2.3.8.	Faktor brzine, Z_{V1}	43
6.2.3.9.	Faktor hrapavosti površine, Z_{R1}	43
6.2.3.10.	Faktor otvrdnuća površine boka zuba, Z_{W1}	44
6.2.3.11.	Faktor veličine, Z_{X1}	44
6.2.3.12.	Odabir faktora unutrašnjih dinamičkih sila K_v i faktora dodatnih dimaničkih opterećenja K_A , prema ISO 6336-1:	49
6.2.3.13.	Izračun faktora oblika Y_f , prema ISO 6336-3:	50
6.2.3.14.	Izračun faktora korekcije naprezanja Y_S , prema ISO 6336-3:.....	54
6.2.3.15.	Izračun faktora nagiba boka zuba, Y_β , prema ISO 6336-3	54
6.2.3.16.	Faktor debljine oboda ozubljenja, Y_{B2} prema ISO 6336-3	55
6.2.3.17.	Faktor dubine zuba, Y_{DT1} , prema ISO 6336-3	55
6.2.3.18.	Izračun faktora raspodjele opterećenja za naprezanje u korijenu zuba i kontaktno naprezanje, $K_{F\alpha 2}$ i $K_{H\alpha 2}$, prema ISO 6336-1	55
6.2.3.19.	Izračun dopuštenog naprezanja na svijanje, prema ISO 6336-1, 6336-2	56
6.2.4.	Kontrola u odnosu na dozovljenu čvrstoću boka zupčastog para z_{21} - z_{22}	58
6.2.4.1.	Faktor oblika boka Z_h , prema ISO 6336-2.....	58
6.2.4.2.	Faktor prekrivanja boka zuba $Z_{\epsilon 1}$	58
6.2.4.3.	Faktor elastičnosti materijala, Z_E	58
6.2.4.4.	Faktor nagiba boka zuba, $Z_{\beta 1}$	58
6.2.4.5.	Faktor vijeka trajanja, Z_{NT2}	58
6.2.4.6.	Faktor kontakta zupčastog para z_{11} - z_{12} , Z_{B2}	59
6.2.4.7.	Faktor podmazivanja, Z_{L2}	59
6.2.4.8.	Faktor brzine, Z_{V2}	59
6.2.4.9.	Faktor hrapavosti površine, Z_{R2}	60
6.2.4.10.	Faktor otvrdnuća površine boka zuba, Z_{W2}	60
6.2.4.11.	Faktor veličine, Z_{X2}	60
6.2.4.12.	Odabir faktora unutrašnjih dinamičkih sila K_v i faktora dodatnih dimaničkih opterećenja K_A , prema ISO 6336-1:	64
6.2.4.13.	Izračun faktora oblika Y_f , prema ISO 6336-3:	66
6.2.4.14.	Izračun faktora korekcije naprezanja Y_S , prema ISO 6336-3:.....	70
6.2.4.15.	Izračun faktora nagiba boka zuba, Y_β , prema ISO 6336-3	70
6.2.4.16.	Faktor debljine oboda ozubljenja, Y_{B2} prema ISO 6336-3	70
6.2.4.17.	Faktor dubine zuba, Y_{DT3} , prema ISO 6336-3	70
6.2.4.18.	Izračun faktora raspodjele opterećenja za naprezanje u korijenu zuba i kontaktno naprezanje, $K_{F\alpha 2}$ i $K_{H\alpha 2}$, prema ISO 6336-1	71

6.2.4.19.	Izračun dopuštenog naprezanja na svijanje, prema ISO 6336-1, 6336-2	72
6.2.5.	Kontrola u odnosu na dozovljenu čvrstoću boka zupčastog para z_{31} - z_{32}	73
6.2.5.1.	Faktor oblika boka Z_h , prema ISO 6336-2.....	73
6.2.5.2.	Faktor prekrivanja boka zuba $Z_{\epsilon 3}$	74
6.2.5.3.	Faktor elastičnosti materijala, Z_E	74
6.2.5.4.	Faktor nagiba boka zuba, $Z_{\beta 3}$	74
6.2.5.5.	Faktor vijeka trajanja, Z_{NT2}	74
6.2.5.6.	Faktor kontakta zupčastog para z_{31} - z_{32} , Z_{B3}	74
6.2.5.7.	Faktor podmazivanja, Z_{L2}	75
6.2.5.8.	Faktor brzine, Z_{V3}	75
6.2.5.9.	Faktor hrapavosti površine, Z_{R3}	75
6.2.5.10.	Faktor otvrdnuća površine boka zuba, Z_{W3}	75
6.2.5.11.	Faktor veličine, Z_{X2}	76
6.3.	Vratila.....	77
6.3.1.	Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti vratila V_1	78
6.3.1.1.	Opterećenja na vratilu V_1	78
6.3.1.2.	Odabir ležajeva Vratila V_1	81
6.3.1.3.	Opterećenje momentima u presjecima vratila V_1	84
6.3.1.4.	Kontrola postojeće sigurnosti pojedinih presjeka vratila V_1	87
6.3.2.	Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti vratila V_2	91
6.3.2.1.	Opterećenja na vratilu V_2	92
6.3.2.2.	Odabir ležajeva Vratila V_2	95
6.3.2.3.	Opterećenje momentima u presjecima vratila V_2	97
6.3.2.4.	Kontrola postojeće sigurnosti pojedinih presjeka vratila V_1	99
6.3.3.	Proračun evolventnog spoja zupčastog vratila V_2 sa sinhronom.....	102
6.3.4.	Proračun klinastog spoja vratila V_1 i zupčanika z_{21}	103
7.	PODMAZIVANJE.....	105
7.1.	Sustavi podmazivanja transmisija.....	105
	ZAKLJUČAK.....	107
	LITERATURA.....	108
	PRILOZI.....	109

POPIS SLIKA

Slika 1.1.	Definicija transmisije vozila.....	1
Slika 1.2.	Utjecaj transmisije na osnovne značajke vozila	3
Slika 1.3.	Nadređeni razvojni ciljevi razvoja automobilske transmisije	5
Slika 1.4.	Faze razvoja vozila i vrijeme trajanja faza u automobilskoj industriji [5].....	5
Slika 1.5.	Prikaz transmisije za opskrbu vodom, Egipat, oko 2000-1000 godina pr.n.e.....	6
Slika 1.6.	Newcomenov parni stroj	7
Slika 1.7.	Razvojni slijed transmisija putničkih i komercijalnih vozila	8
Slika 2.1.	a) idealna hiperbola vuče bez mijenjačke kutije; b) hiperbola vuče s mijenjačkom kutijom, prema [5].....	12
Slika 2.2.	Reakcijski moment na okvir odnosno kućište.....	13
Slika 2.3.	Osni razmak a koaksijalnih dvostupanjskih mijenjača s jednim međuvratilom za putnička osobna vozila i komercijalna vozila prema [4].....	14
Slika 3.1.	Otpori vožnje na kotaču. a) na ravnoj podlozi; b) na nagnutoj podlozi, prema [4]	18
Slika 6.1.	Ograničenje momenta obzirom na moguću pojavu oštećenja kod kaljenih zupčanika, [5]	26
Slika 6.2.	Zahvat zupčastog para z_{11} - z_{12}	28
Slika 6.3.	Profil zubiju zupčanika transmisije, prema ISO 53, profil A.....	34
Slika 6.4.	Određivanje parametara kraka savijanja zuba, prema ISO 6336	37
Slika 6.5.	Zahvat zupčastog para z_{21} - z_{22}	45
Slika 6.6.	Zahvat zupčastog para z_{31} - z_{32}	61
Slika 6.7.	Izometrijska skica položaja vratila u transmisiji	77
Slika 6.8.	Opterećenje vratila V_1	78
Slika 6.9.	Horizontalna ravnina vratila V_1	79
Slika 6.10.	Vertikalna ravnina vratila V_1	80
Slika 6.11.	Ležaj vratila V_1 , oslonac A	82
Slika 6.12.	Ležaj vratila V_1 , oslonac B.....	83
Slika 6.13.	Vratilo V_1	84
Slika 6.14.	Opterećenje vratila V_2	91
Slika 6.15.	Horizontalna ravnina vratila V_2	93
Slika 6.16.	Vertikalna ravnina vratila V_2	93
Slika 6.17.	Ležaj vratila V_2 , oslonac C.....	95
Slika 6.18.	Ležaj vratila V_2 , oslonac D.....	96
Slika 6.19.	Vratilo V_2	97
Slika 6.20.	Evolventno ozubljenje na vratilu V_2 , DIN 5480.....	102
Slika 6.21.	Klinasti spoj vratila V_1 i zupčanika z_{21} , DIN 5463.....	104
Slika 7.1.	Hidraulička zupčasta puma	106

POPIS TABLICA

Tablica 1.1.	Klasifikacija tipova transmisija	2
Tablica 1.2.	Usporedba industrijske i automobilske transmisije prema [5]	4
Tablica 1.3.	Tipično vrijeme trajanja faza razvoja automobilskih transmisija, prema [4] .	9
Tablica 1.4.	Interni i eksterni faktori utjecaja razvoja automobilske transmisije	9
Tablica 2.1.	Referentni iznosi efikasnosti zupčanika i automobilskih mijenjačkih kutija, prema [5]	15
Tablica 3.1.	Referentne vrijednosti koeficijenta otpora kotrljanja f_R , prema [4]. Za brzine vozila ispod 60 km/h, f_R se može postaviti konstantnim	19
Tablica 3.2.	Statički koeficijent trenja μ_H novih automobilskih guma na podlozi	20
Tablica 5.1.	Konfiguracije smještaja pogonskog motora i pogona, prema [5]	23
Tablica 6.1.	Parametri zupčanika z_{11} i z_{12}	30
Tablica 6.2.	Parametri zupčanika z_{21} i z_{22}	47
Tablica 6.3.	Parametri zupčanika z_{31} i z_{32}	62

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- 01 Transmisija_sklop
- 02 Transmisija_presjeci

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	Razmak osi vratila zupčaničkog para
a_{maks}	m/s^2	Maksimalno ubrzanje vozila
a_r	mm	Računski razmak osi vratila zupčaničkog para
b	mm	Širina boka zuba
b_1	/	Faktor veličine strojnog dijela
b_2	/	Faktor kvalitete površinske obrade
c	mm	Postojeća tjemena zračnost zupčaničkog para
c'	N/mm μ	Krutost helikoidnih zubiju
c_{min}	mm	Najmanja dopuštena zračnost
c_P	mm	Tjemena zračnost zubiju, prema ISO 53
d	mm	Diobeni promjer zupčanika
d_a	mm	Tjemeni promjer zupčanika
d_{ak}	mm	Tjemeni promjer zupčanika nakon skraćivanja glave zupčanika
d_{an}	mm	Tjemeni promjer fiktivnog zupčanika
d_b	mm	Temeljna kružnica zupčanika
d_{bn}	mm	Temeljna kružnica fiktivnog zupčanika
d_f	mm	Podnožni promjer zupčanika
d_n	mm	Diobeni promjer fiktivnog zupčanika
d_w	mm	Promjer kinematske kružnice
$F_{A,B,C,D}$	N	Radikalna reakcija u ležaju
F_a	N	Otpor ubrzanja
F_a	N	Aksijalna sila na zupčaniku
F_L	N	Otpor vjetra
F_R	N	Otpor kotrljanja kotača
F_r	N	Radikalna sila na zupčaniku
F_{St}	N	Otpor nagiba
F_t	N	Obodna sila na diobenom cilindru
$F_{t,bez KV}$	N	Obodna sila na diobenom promjer zupčanika z_{11} bez faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V
$F_{Z,Aid}$	N	Idealna vučna sila
$F_{Z,Ae}$	N	Efektivna vučna sila

$F_{Z,max}$	N	Maksimalna vučna sila
$F_{z,ex}$	N	Višak vučne sile
G	N	Težina
g	m/s ²	Ubrzanje Zemljine sile teže
h_{aP}	mm	Visina zuba zupčanika od diobenog promjera do tjemene kružnice, prema ISO 53
h_{fP}	mm	Visina zuba zupčanika od podnožne kružnice do kinematske kružnice zupčanika, prema ISO 53
i	/	Broj klinova po obodu vratila V_I
$i_{A,max}$	/	Maksimalni prijenosni omjer transmisije
$i_{A,min}$	/	Minimalni prijenosni omjer transmisije
i_E	/	Prijenosni omjer izlaznog para
i_G	/	Prijenosni omjer transmisije
$i_{G,1}$	/	Prijenosni omjer transmisije, prva brzina
$i_{G,2}$	/	Prijenosni omjer transmisije, druga brzina
i_S	/	Prijenosni omjer elastične spojke
k	/	Faktor nosivosti evolventnog ozubljenja
K_A	/	Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja
km_n	mm	Skraćenje glave zupčaničkog para
K_V	/	Faktor unutrašnjih dinamičkih sila
$K_{H\beta}$	/	Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube
M	Nm	Moment savijanja vratila
M_{red}	Nm	Reducirani moment na mjestu kritičnog presjeka vratila
m	mm	Modul ozubljenja
m_{11}	kg	Masa zupčanika z_{11}
m_{12}	kg	Masa zupčanika z_{12}
m_n	mm	Normalni modul zupčaničkog para
m_F	kg	Masa vozila
m_{red}	kg	Reducirana masa zupčastog para
m_t	mm	Čeoni modul zupčaničkog para
n_1	min ⁻¹	Broj okretaja vratila V_1
$n_{em,maks}$	min ⁻¹	Maksimalan broj okretaja elektromotora
n_{E1}	min ⁻¹	Kritični broj okretaja zupčastog para prve brzine
N_L	/	Broj ciklusa opterećenja
$P_{em,maks}$	W	Maksimalna snaga elektromotora
R	N	Reakcijska sila na kotač
S_{Fn}	mm	Debljina zuba pri korijenu u smjeru normale fiktivnog zupčanika
S_{Fmin}	/	Minimalni faktor sigurnosti na naprezanje u korijenu zuba
T_{em}	Nm	Nazivni okretni moment elektromotora
T_V	Nm	Okretni moment na vratilu
u	/	Prijenosni odnos zupčaničkog para

v	m/s	Obodna brzina zupčanika
Y_{β}	/	Faktor nagiba boka zuba
$Y_{\delta relT}$	/	Faktor osjetljivosti zareznog djelovanja
Y_B	/	Faktor debljine oboda ozubljenja
Y_{DT}	/	Faktor debljine zuba
Y_F	/	Faktor oblika zubiju
Y_{NT}	/	Faktor vijeka trajanja
Y_{RrelT}	/	Faktor hrapavosti površine
Y_S	/	Faktor korekcije naprezanja
Z_E	/	Faktor elastičnosti materijala
Z_h	/	Faktor oblika boka zuba
Z_{β}	/	Faktor nagiba boka zuba
Z_{ϵ}	/	Faktor prekrivanja boka zuba
Z_L	/	Faktor podmazivanja
z_n	/	Fiktivni broj zubiju zupčanika
Z_{NT}	/	Faktor vijeka trajanja
Z_R	/	Faktor hrapavosti površine
Z_V	/	Faktor brzine
Z_X	/	Faktor veličine
Z_W	/	Faktor otvrdnuća površine boka zuba
α_0	/	Faktor čvrstoće materijala
α_t	°	Čelni kut zahvatne crte
α_{tw}	°	Pogonski kut zahvatne crte
β	°	Kut nagiba boka zuba
β_b	°	Kut nagiba boka zuba na temeljnoj kružnici
β_{kf}	/	Fleksijski faktor zareznog djelovanja
β_{kt}	/	Torzijski faktor zareznog djelovanja
ϵ_{α}	/	Stupanj prekrivanja
$\epsilon_{\alpha n}$	/	Stupanj prekrivanja fiktivnog zupčanika
ϵ_{β}	/	Stupanj prekrivanja bočne linije
ϵ_{uk}	/	Ukupan stupanj prekrivanja
ρ	mm	Prijelazni radijus vratila
ρ_{fP}	mm	Podnožno zaobljenje zupčanika, prema ISO 53
ρ_F	mm	Zaobljenje pri korijenu zuba fiktivnog zupčanika
σ_F	N/mm ²	Naprezanje na savijanje u korijenu zuba
σ_{Flim}	N/mm ²	Promijenjiva trajna čvrstoća na savijanje u korijenu zuba
σ_{FP}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje u korijenu zuba
σ_H	N/mm ²	Kontaktno naprezanje bok zuba
σ_{Hlim}	N/mm ²	Promijenjiva trajna čvrstoća na Hertz-ov pritisak
σ_{HP}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje boka zuba

σ_{fDI}	N/mm^2	Trajna dinamička čvrstoća vratila
σ_{red}	N/mm^2	Reducirano naprezanje kritičnog presjeka vratila
ω_1	s^{-1}	Kutna brzina ulaznog vratila
ω_2	s^{-1}	Kutna brzina izlaznog vratila

SAŽETAK

Prijenosnik s promijenjivim prijenosnim omjerom uobičajeno je rješenje kod vozila pokretanih motorom s unutarnjim izgaranjem. Primjenom električnog motora kao pogonskog motora dolazi do bitno različitih radnih uvjeta kod prijenosnika s promijenjivim prijenosnim omjerom.

U ovom radu opisana je problematika prijenosnika vozila odnosno transmisije čiji je prijenos snage i gibanja ostvaren zupčanicima na vratilima. Određeni su uvjeti najnepovoljnijeg opterećenja te su ispitani faktori sigurnosti kritičnih dijelova. Izračun faktora sigurnosti za zupčanike proveden je normom ISO 6336. Konstrukcijsko rješenje je modelirano u 3D programskom paketu te je napravljena tehnička dokumentacija sklopa.

Ključne riječi: prijenosnici snage i gibanja, transmisija, elektromotor, zupčanic

SUMMARY

Gearbox with changeable gear ratio is usually found as a typical solution in vehicles driven by internal combustion engine. By using an electric motor as the drive motor leads to significantly different operating conditions for transmission with changeable gear ratio.

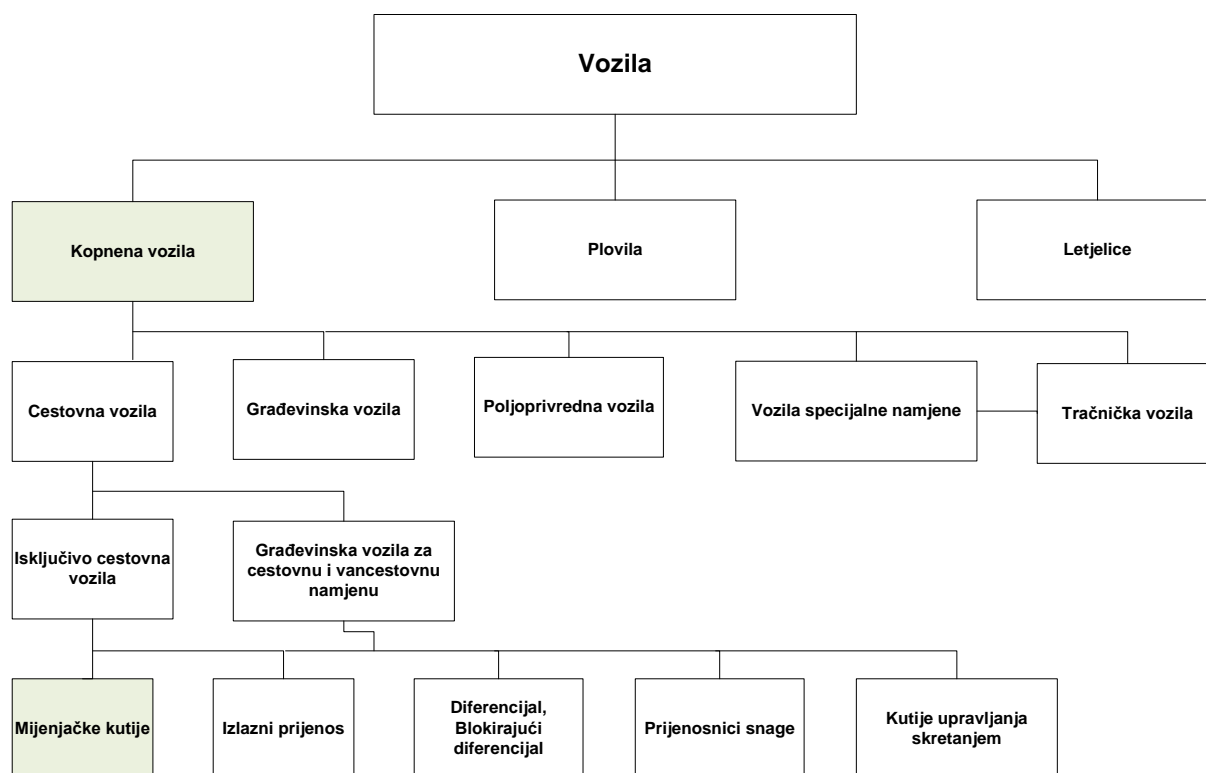
This master thesis describes the problems of transmission whose power transmit and motion is provided by gears on shafts. Worst-case loads were used as an input for calculation of safety factor of critical transmission parts. Calculation of safety gear factor was implemented by ISO 6336 norm. Structural design is modeled in 3D software package with technical documentation of transmission assembly.

Key words: electric powered vehicles, transmission, gears, gearbox

1. UVOD

1.1. Definicija i razvoj automobilske transmisije

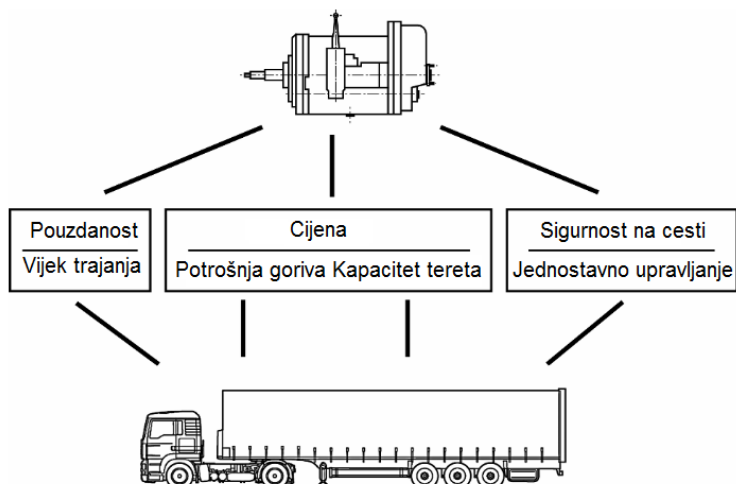
Velika većina vozila pokretana motorom ili nekim drugim pogonom (npr. ljudska, životinjska ili snaga prirode) zahtjevaju implementaciju transmisije čija je zadaća pretvorba zakretnog momenta i ostvarivanje određene brzine pogona. Transmisije kod vozila se mogu podijeliti obzirom na njihovu funkciju i primjenu kao što su mijenjačke kutije, kutije upravljanja skretanjem te prijenosnike snage. Tema ovog diplomskog rada je konstruiranje transmisije za cestovno vozilo pokretano elektromotorom (Slika 1.1.). Tablica 1.1. daje prikaz tipičnih konstrukcija transmisije i njihovu sistematičnu klasifikaciju. Transmisije s dvostrukom spojkom su dodijeljene automatskim transmisijama s različitim prijenosnim odnosima zupčanika zbog njihve sličnosti obzirom na kontrolu i funkciju[5].



Slika 1.1. Definicija transmisije vozila

Tablica 1.1. Klasifikacija tipova transmisija

Tipovi transmisija					
z-brzinske transmisije			Kontinuirano varijabilne transmisije (CVT)		
Ručne transmisije (MT)	Automatske ručne transmisije (AMT)	Automatske transmisije	Hibridni pogoni	Mehaničke	Hidrauličke
Konstantni prijenosni odnos	Poluautomatizirana s konstantnim prij. odnosom ili sinkron. promjenom prij. odnosa	Transmisija s duplom spojkom (DCT)	Serijski hibrid	Remenske transmisije	Hidrostatske transmisije
Sinkronalna promjena prijenosnog odnosa	Potpuno automatizirana transmisija s konstantnim prij. odnosom ili sinkron promjenom prij. odnosa	Automatska transmisija s pomoćnim vratilom	Paralelni hibrid	Toroidalne transmisija	
S prekidom toka snage		Konvencionalna automatska transmisija (AT)	Hibrid s raspodjelom snage	Bez prekida toka snage	
Nožno upravljanje spojkom			Automatska spojka		
Ručna prom. br.		Automatska promjena brzine		Autom. pret. zakr. mom. i brzine	



Slika 1.2. Utjecaj transmisije na osnovne značajke vozila

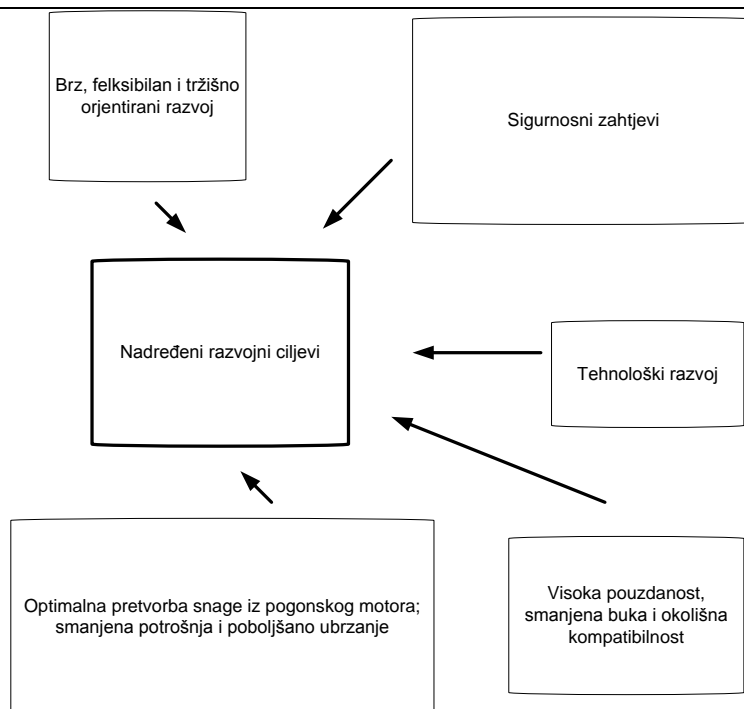
Zadaća transmisije je pretvorba vučne sile dostupne iz pogonskog stroja (motora), zadovoljavanje zahtjeva postavljenih na vozilo, cestu, vozača i okoliš. Osim učinka vožnje i prijevoza tereta i putnika, transmisija ima značajnu ulogu u pouzdanosti, potrošnji energije pogonskog sklopa, jednostavnosti uporabe i sigurnosti na cesti (slika 1.2.).

Tablica 1.2. Usporedba industrijske i automobilske transmisije prema [5]

Transmisija	Broj brzina (naprijed)	Ukpuni prijenosni odnos/odnos prve brzine	Snaga [kw]	Ulazni moment [Nm]	Masa [kg]	Specifična snaga [kW/kg]
Industrijska	1	12,5	330	2100	680	0,48 100%
Komercijalna vozila	16	17,0 / 14,1	397	2600	266	1,49 300%
Putnička vozila	6	5,1 / 4,2	294	500	46	6,39 1300%

Automobilske transmisije su visokotehnološki proizvodi masovne proizvodnje te su klasificirani kao visoko razvijene tehnologije. U tablici 1.2. možemo vidjeti značajku specifične snage P_{spec} u kW/kg automobilskih transmisija koja je do tri puta veća u slučaju komercijalnih vozila te čak trinaest puta veća kod industrijskih transmisija. S druge strane industrijske transmisije su konstruirane za dulji vijek trajanja.

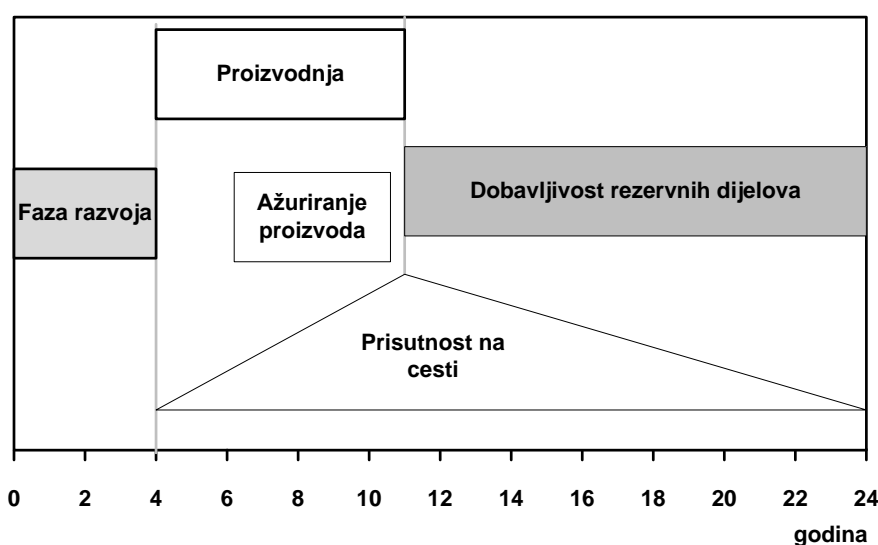
U budućnosti se ne očekuju značajne promjene i inovacije u području automobilskih transmisija već postupni proces evolucije istih. Najviše promjena usmjereno je prema međusobno povezanim faktorima kao što su okoliš, promet, vozilo, motor odnosno transmisija. Zadovoljavanje navedenih faktora omogućeno je upotrebom elektronike za operativne, kontrolne i nadzorne procese. Nadređeni konstrukcijski zadaci automobilske transmisije rezultat su namjera prikazanih na slici 1.3..



Slika 1.3. Nadređeni razvojni ciljevi razvoja automobilske transmisije

Glavni cilj prilikom konstruiranja automobilske transmisije je optimalna pretvorba vučne sile motora u vučnu silu vozila u širokom rasponu brzina vožnje. Navedeno mora biti ostvareno na temelju kompromisa između broja brzina mijenjačke kutije, uspona i akceleracije vozila te potrošnje energije. Daljnji tehnološki razvoj mora biti usmjeren na pouzdanost i vijek trajanja transmisije.

Konstruiranje automobilske transmisije treba biti planirano za buduća vozila u kojima će se ista ugrađivati. Tokom faze razvoja novog vozila (slika 1.4.), odgovarajuća transmisija mora biti konstruirana ili daljnje razvijena kako bi zadovoljila trenutne i nadolazeće zahtjeve.

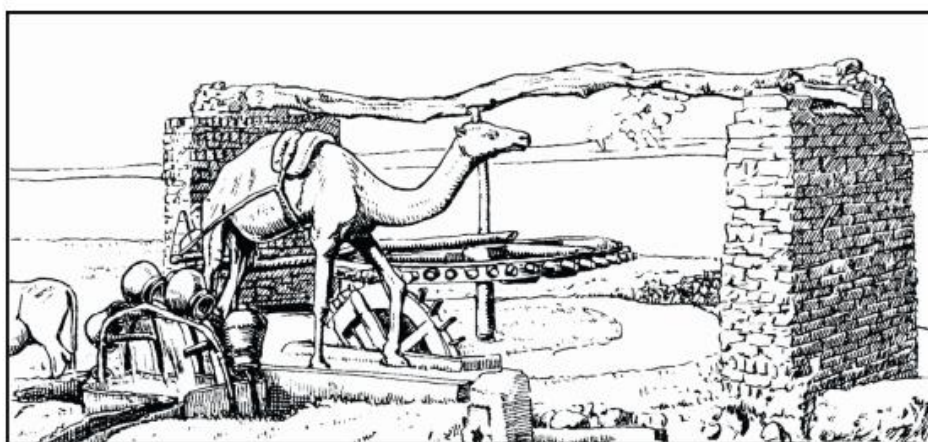


Slika 1.4. Faze razvoja vozila i vrijeme trajanja faza u automobilskoj industriji [5]

1.2. Temeljni događaji u povijesti automobila i automobilskih transmisija

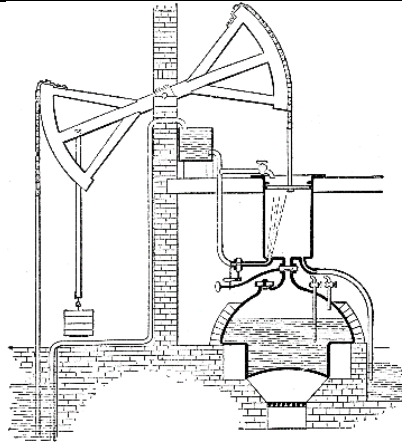
Kada govorimo o povijesti automobila i automobilskih transmisija možemo zapravo govoriti o otkriću kotača odnosno okruglog kamena još u doba prvih ljudi te sve do prvih tehnološki naprednih primjena prijenosnika snage i gibanja.

Značajno povijesno otkriće vase s ugraviranom slikom kolica na području Mezopotamije, 4000 godina prije nove ere te oko 2500 pr.n.e., drveni diskovi obloženi kožom kao preteča današnjih automobilskih kotača s gumom. Među prvim transmisijama spominje se transmisija s područja Egipta (slika 1.5.) koja je služila za opskrbu vodom u kojoj su prijenosnici snage i gibanja bili drveni zupčanici.



Slika 1.5. Prikaz transmisije za opskrbu vodom, Egipat, oko 2000-1000 godina pr.n.e.

U modernije doba važno otkriće *Philippa de La Hirea* (1640.-1718.) napisano je u njegovoj knjizi *Traite des Epicycloides and Traite de Mecanique*, [5] u kojoj je prikazao uniformno kotrljajuće gibanje između para zupčanika čiji su profili zubiju formirani lukom epicikloide i hipocikloide. Oko 1712. *Thomas Newcomen* predstavlja prvi klipni parni stroj (slika 1.6.) kojeg kasnije (1781.) usavršava *James Watt*. 1829. *Stephenson* izumljuje parnu lokomotivu te 1877. *Otto* patentira četverotaktni benzinski motor s unutarnjim izgaranjem. 1907. *Ford*, masovna proizvodnja modela *T*, prvog modernog automobila. 1923. *Bosch*, pumpa za ubrizgavanje goriva, 1925. *Rieseler*, automatska transmisija za putničko vozilo s hidrauličkim pretvaračem momenta i planetarnim zupčastim prijenosnikom za prijenos snage.



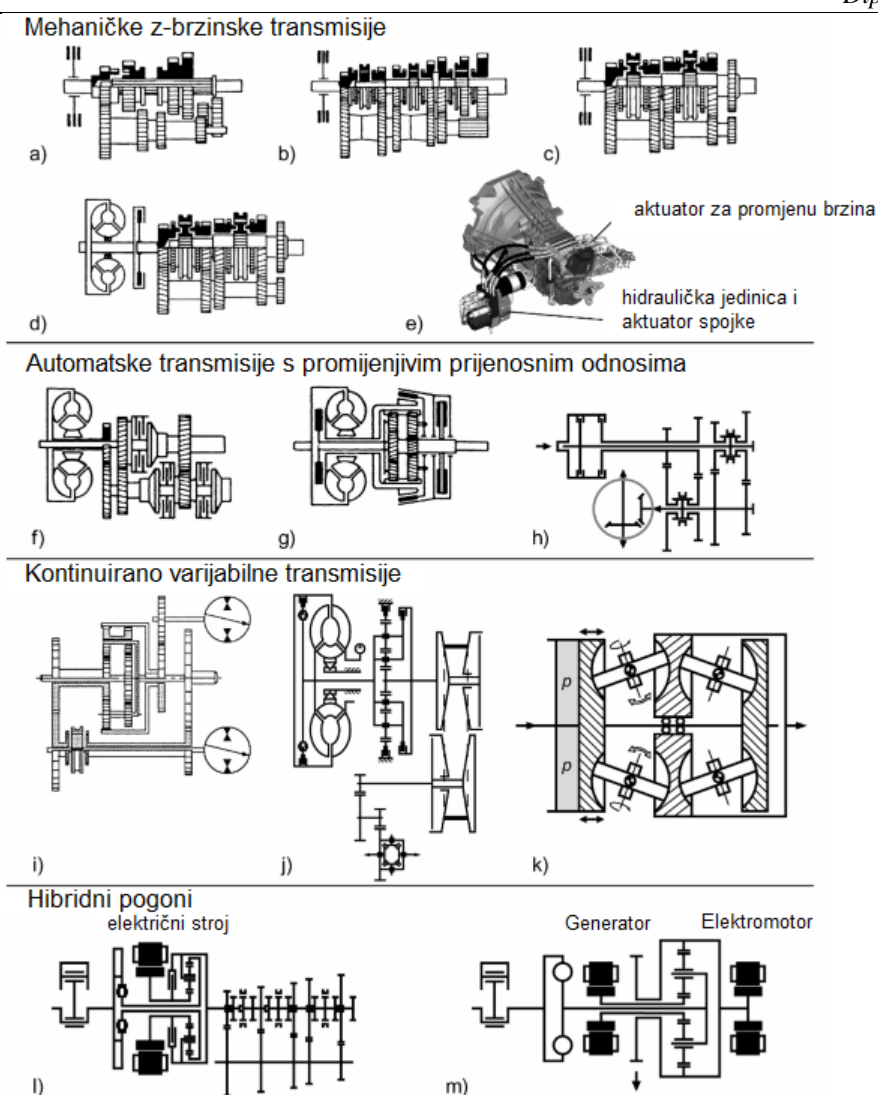
Slika 1.6. Newcomenov parni stroj

1.3. Faze razvoja automobilskih transmisija

S priličnom sigurnošću možemo reći kako se zupčanci koriste već preko 1000 godina za povećanje učinka ljudskog i životinjskog rada. I u današnje vrijeme u zemljama trećeg svijeta još uvijek se koriste drveni zupčanički sustavi pogonjeni životinjskom i/ili ljudskom snagom za dobavu pitke vode.

Potrebno je primjetiti da su zaključno s 1925. godinom postavljeni temeljni uvjeti i konstrukcijski principi u svijetu automobilskih transmisija. Daljnji napredak usmjeren je na produžetak servisnog vremena i učinka, smanjenje mase, smanjenje buke i optimizaciju. Prema [5] postoje četiri linije razvoja automobilskih transmisija:

- mehaničke z-brzinske transmisije (uključuju automatske transmisije AT)
- automatske transmisije s različitim prijenosnim odnosima
- kontinuirano varijabilne mehaničke i hidrostatičke transmisije te
- hibridni pogoni.



Slika 1.7. Razvojni slijed transmisija putničkih i komercijalnih vozila. a) Transmisija s kliznim ukapčanjem zupčanika; b) transmisija s konstantno uzubuljenim zupčastim parovima; c) transmisija sa sinkronizatorima; d) transmisija s pretvornikom zakretnog momenta; e) automatizirana manualna transmisija; f) automatska transmisija s pomoćnim vratilom; g) konvencionalna automatska transmisija; i) transmisija s dvostrukom spojkom; j) mehanički kontinuiratna varijabilna transmisija s podjelom snage; k) prijenosnik snage i gibanja trenjem; l) 1-E hibridni stroj sa z-brzinskom transmisijom; m) 2-E hibridni stroj s paralelno serijskom vezom

Vozila i transmisije razvijaju se ciklički te imaju relativno dug životni i proizvodni vijek trajanja (na slici 1.4. možemo vidjeti tipično vrijeme trajanja faza razvoja automobilskih transmisija). Ponovni razvoj i promjene na automobilskim transmisijama najčešće nastupaju kroz 10-15 godina. Inženjeri u razvoju transmisija moraju biti upoznati s trenutnim stanjem na tržištu te moraju imati dobru procjenu o promjenama na tržištu i promjenama u zahtjevima krajnjih korisnika u budućnosti. Navedeno zahtijeva kontinuirano praćenje tržišta i tehnološkog razvoja kao i planiranja budućih projekata. Nedovoljno praćenje i tržišta i tehnologije može

dovesti do značajnih problema te krive razvojne strategije koja na kraju vodi u financijski gubitak ili moguću propast na tržištu.

Tablica 1.3. Tipično vrijeme trajanja faza razvoja automobilskih transmisija, prema[4]

Faze razvoja	Putnička vozila		Komercijalna vozila	
	Sinkronalne transmisije	Automatske transmisije	Sinkronalne i transmisije stalnog prijenosnog odnosa	Automatske transmisije
Konceptna faza	4	5	6	9
Dizajn i razvoj	6	7	6	12
Proizvodnja prototipa	6	9	9	12
Testiranje	12	12	15	15
Pretproizvodni razvoj	9	15	12	18
Σ mjeseci	36	48	48	66

1.4. Faktori utjecaja razvoja automobilske transmisije

Prilikom razvoja automobilske transmisije potrebno je razlikovati varijable na koje konstruktor može utjecati – *interni faktori* i faktori na koje je nemoguće utjecati, ali ih je potrebno uzeti u obzir – *eksterni faktori*.

Tablica 1.4. Interni i eksterni faktori utjecaja razvoja automobilske transmisije

Interni faktori	Eksterni faktori
vanjski oklop vozila	tip ceste
podvozje	stil vožnje
elektrika/elektronika	teret
motor	uvjeti na cesti
automobilska transmisija	vremenski uvjeti

1.4.1. Definicija osobnog vozila

Prema [worldometers.info] u 2016. godini proizvedeno je oko 76 milijuna vozila od kojih je 57 milijuna automobila te 19 milijuna komercijalnih vozila.

Definicija osobnog vozila: motorno vozilo konstruirano i opremljeno za prijevoz putnika s maksimalno devet sjedala ukupne (bruto) težine do 3.5 tone.

1.5. Glavne funkcije automobilske transmisije

Transmisija je glavna veza ili posrednik između motora i pogonskih kotača. Ona omogućuje prijenos snage i gibanja s motora na pogonske kotače. Inženjeri u razvoju automobilskih transmisija moraju promatrati automobilsku transmisiju kao funkcionalnu cjelinu, koja uključuje mijenjačku kutiju, spojku etc. koja prilagođava brzinu i zakretni moment, uključujući promjenu brzina i pokretanje vozila iz stanja mirovanja.

Glavne funkcije automobilske transmisije su:

- omogućava pokretanja vozila iz stanja mirovanja
- prilagođava tok snage: pretvara izlazni zakretni moment T_2 i izlaznu brzinu n_2 ,
- omogućava kretanje unatrag
- omogućava stalni prijenos snage
- kontrolira usklađivanje snage

2. TEHNIČKA RAZRADA

2.1. Hiperbola vučne sile

Velika većina današnjih automobila u uporabi pokretani su motorima s unutrašnjim izgaranjem, koji rade na svijećice ili na dieselovom principu. Obzirom da je tema ovog rada automobilska transmisija za čiji pogon se koristi elektromotor, ukratko ćemo opisati karakteristike istog.

Karakteristike elektromotora:

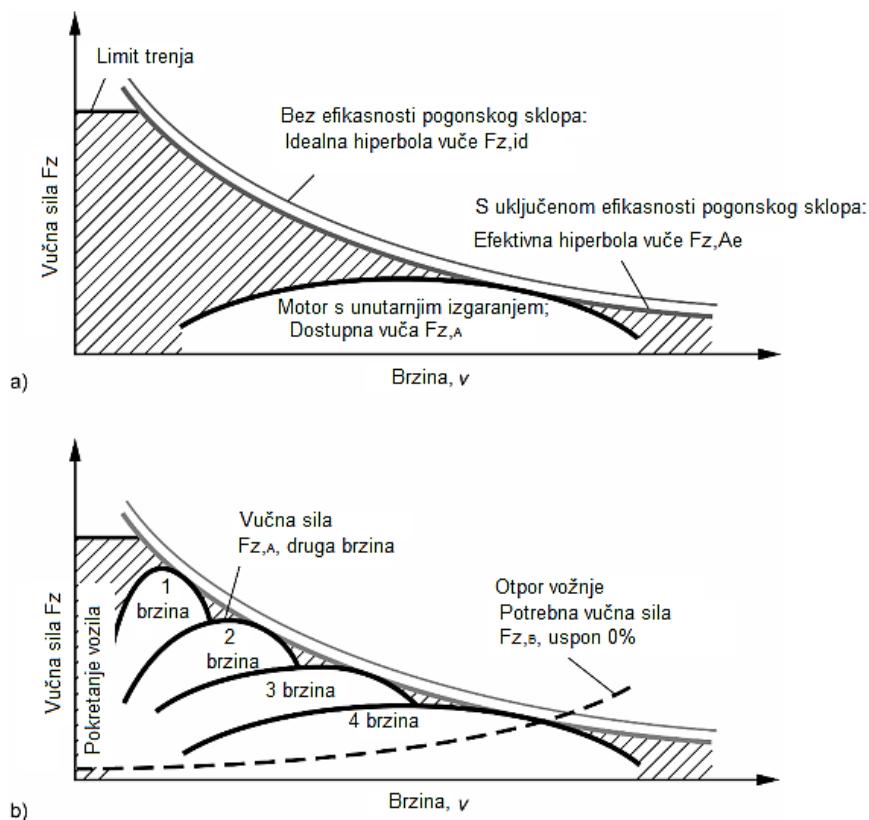
- maksimalni okretni moment pri $n_2=0$
- konstantan okretni moment u cijelom režimu rada
- moguć reverzibilni rad
- okretanje pogonskog vratila u oba smjera
- relativno lakše i jednostavnije upravljanje
- manji broj komponenti
- relativno velika gustoća snage

S maksimumom snage P_{\max} dostupne iz elektromotora i brzinom vozila v , idealna hiperbola vučne sile $F_{Z,Aid}$ i efektivna hiperbola vučne sile $F_{Z,Ae}$ može se izračunati prema jednadžbi (2.1) kako slijedi

$$F_{Z,Aid} = \frac{P_{\max}}{v} \quad \text{ili} \quad F_{Z,Ae} = \frac{P_{\max}}{v} \cdot \eta_{tot}. \quad (2.1)$$

Maksimalna vučna sila između automobilske gume i ceste je ograničena limitom trenja (slika 2.1. a). Iz toga možemo zaključiti kako je maksimalno moguća vučna sila direktno povezana sa svojstvima gume i svojstima kontakta automobilske gume i ceste.

Slika 2.1. b) prikazuje da povećanjem broja brzina mijenjačke kutije što je više moguće daje bolju aproksimaciju hiperbole vučne sile. Kod kontinuirano varijabilnih (CVT) transmisija moguće je praćenje idealne hiperbole kroz sve prijenosne odnose.



Slika 2.1. a) idealna hiperbola vuče bez mijenjačke kutije; b) hiperbola vuče s mijenjačkom kutijom, prema [5]

2.2. Definicija prijenosnog omjera transmisije

Prijenosni omjer transmisije i_G je odnos između kutne brzine ω_1 ulaznog vratila mijenjačke kutije i izlaznog vratila kutne brzine ω_2

$$i_G = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.2)$$

Prema jednadžbi (2.2) i prema pravilu predznaka možemo prikazati karakterisitke prijenosnog omjera transmisije:

- $i_G > 0$ izrazno i ulazno vratilo okreću se u istom smjeru
- $i_G < 0$ promjena smjera vrtnje u transmisiji
- $|i_G| > 1$ redukcijsko smanjenje kutne brzine izlaznog vratila
- $|i_G| < 1$ multiplikacijsko povećanje kutne brzine izlaznog vratila.

U slučaju kontinuirano varijabilnih transmisija (CVT) dva krajnja slučaja prijenosnog odnosa transmisije su:

$$i_G = \infty \text{ izlazno vratilo transmisije miruje}$$

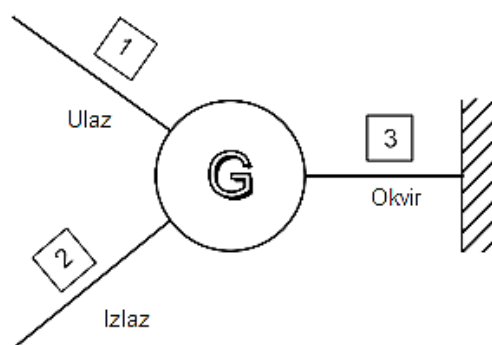
$i_G = 0$ ulazno vratilo transmisije miruje

Prijenosni odnosi unutar mijenjačke kutije označeni su slovom u . Prijenosni odnos u zupčaničkog para je odnos između broja zubiju z_2 većeg zupčanika i broja zubiju z_1 manjeg zupčanika.

$$u = \frac{z_2}{z_1}; z_2 \geq z_1. \quad (2.3)$$

2.3. Reakcijski moment transmisije na vozilo

Transmisija se sastoji najmanje od tri dijela od kojih je jedan od njih okvir. Ovaj temeljni uvjet je nužno potreban da se stvori reakcija razlike okretnih momenata između ulaznog i izlaznog vratila transmisije koja je posljedica promjene momenata i broja okretaja u transmisiji. Kod automobilskih transmisija kućište mijenjača je okvir. Na slici 2.2. možemo vidjeti simbolički prikaz prema Wolf [5] koja jasno prikazuje navedeni problem.



Slika 2.2. Reakcijski moment na okvir odnosno kućište

Reakcijski moment na kućište možemo izračunati pomoću slijedećih relacija:

$$T_2 = -T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = -T_1 i_G, \quad (2.4)$$

$$T_3 = -T_1 - T_2 = T_1 (i_G - 1) \quad (2.5)$$

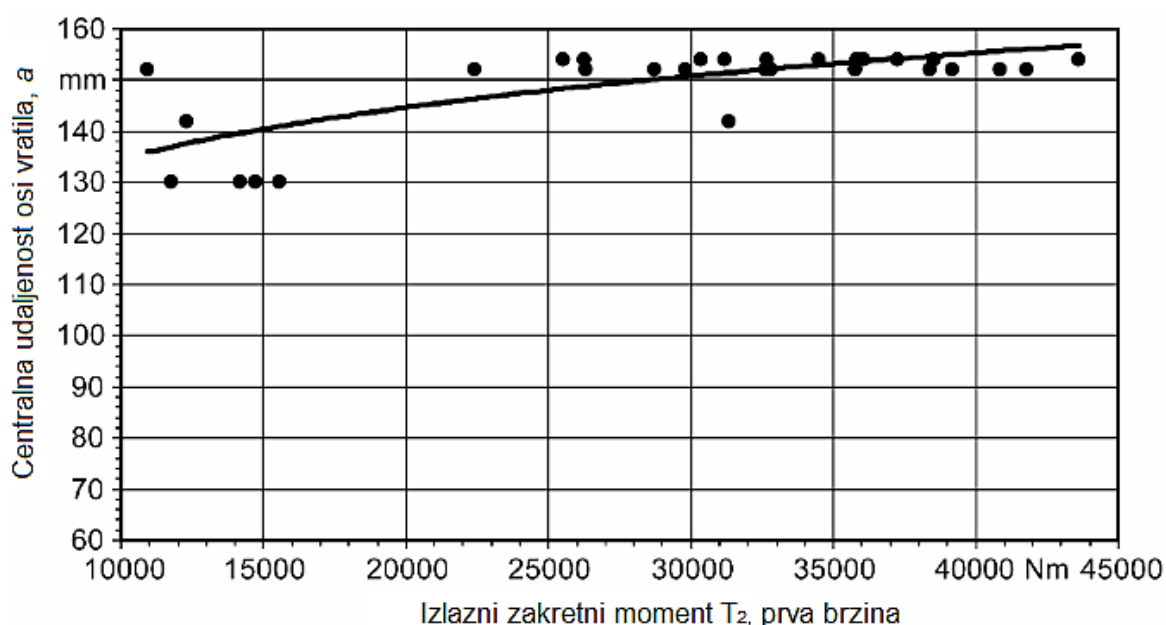
$$P_1 + P_2 + P_3 = 0 \quad (2.6)$$

$$T_1 \omega_1 + T_2 \omega_2 + T_3 \omega_3 = 0 \quad (2.7)$$

$$\omega_3 = \omega_{\text{kućište}} = 0 \quad (2.8)$$

2.4. Karakteristične vrijednosti osnih razmaka vratila

Oсни razmak a između ulaznog vratila i međuvratila najvažniji je parametar prilikom konstruiranja automobilske transmisije. Što je manji osni razmak obzirom na izlazni moment T_2 to su manje ukupne dimenzije transmisije. Centralna udaljenost određena je zupčaničkim parom prve brzine koja daje najveći prijenosni odnos $i_{G,\max}$ odnosno najveći mogući izlazni moment T_2 . Iznos osnovnog razmaka za putnička vozila prema [5] je 70-95 mm. U slučaju kombi vozila i komercijalnih vozila manje nosivosti, najčešći osni razmak vratila prema [5] je 75-105 mm.



Slika 2.3. Osni razmak a koaksijalnih dvostupanjskih mijenjača s jednim međuvratilom za putnička osobna vozila i komercijalna vozila prema [4]

Na slici 2.3 prikazan je odnos između centralnih osi vratila a i izlaznog okretnog momenta T_2 u prvoj brzini izveden za koaksijalne, dvostupanjske transmisije za putnička i komercijalna vozila. Jednadžbe za izračun centralnih osi vratila prema [5] glase:

$$a = 11,438 T_2^{0,271} \quad (2.9)$$

ili

$$a = 11,483 (i_{G,\max} T_1)^{0,271} \quad (2.10)$$

Navedene jednadžbe (2.9) i (2.10) vrijede za osne razmake vratila između 70 mm i 130 mm.

2.5. Gubici i efikasnost automobilskih transmisija

Kao i svi tehnički sustavi tako i automobilska transmisija kao sustav za svoje funkcioniranje troši energiju koju dobiva na ulaznom vratilu da bih ostvarila željene karakteristike na izlaznom vratilu. Jedan dio te energije koja pri tom procesu prelazi u nama neželjeni oblik (toplinu) posljedica je gubitaka u prijenosu snage i gibanja zupčanika, ležajeva, brtvi i ostalih elemenata.

Obzirom na efikasnost i gubitke transmisije sa zupčaničkim prijenosnicima snage omogućuju prijenos snage i gibanja uz relativno male gubitke i veliku efikasnost. Od svih prijenosnika snage i gibanja u automobilskoj industriji transmisije sa zupčaničkim prijenosnicima imaju najbolju efikasnost te *najbolji odnos snage obzirom na masu* (Tablica 2.1). Upravo ta karakteristika zaslužna je za uspješnost navedenih transmisija u automobilskoj industriji.

Tablica 2.1. Referentni iznosi efikasnosti zupčanika i automobilskih mijenjačkih kutija, prema [5]

Tip mijenjačke kutije		η (%)
Zupčanički par	Zupčanici s ravnim zubima	99,0-99,8
	Zupčanici s kosim zubima	90-93
Mehanička transmisija, podmazivanje zapljuskivanjem	Putničko vozilo	92-97
	Komercijalno vozilo	90-97
Automatske transmisije (AT; DCT)		90-95
Kontinuirano varijabilne transmisije (CVT)		87-93
Hidrostatska kontinuirano varijabilna transmisija		80-86

2.6. Komercijalne konstrukcijske izvedbe automobilskih transmisija

Obzirom na sve veću ponudu izvedbi automobila tako i automobilske transmisije imaju različite izvedbe u odnosu na njihovu namjenu. Povijesno gledano do 1990. godine bio je moguć izbor između manualne transmisije i automatske transmisije koje su uglavnom bile u ponudi kod visoke klase vozila. U međuvremenu je konstruirano i komercijalno izvedeno mnogo različitih izvedbi automobilskih transmisija.

Danas u slučaju automobilskih transmisija postoji trend individualnih rješenja s alternativom i izvedbama koje su dovele do komercijalnih preinaka u konstrukcijskoj izvedbi transmisija kao što su:

- manualna transmisija (MT)
- automatizirana manualna transmisija (AMT)
- konvencionalna automatska transmisija (AT)
- transmisija s dvostrukom spojkom (DCT)
- kontinuirano varijabilna transmisija (CVT)
- hibridni pogoni (Hybrid).

Konstrukcijska izvedba i dizajn transmisije označava važan dio imida u određenom segmentu vozila i tržišta. Svaki dizajn ima svoje prednosti i mane koje inženjer mora vrednovati i ocjenjivati obzirom na krajnju primjenu te na osnovu toga donijeti odluku o izvedbi transmisije.

3. OTPORI VOŽNJE

Transmisija vozila tehničko je rješenje koje predstavlja posrednika toka snage između pogonskog motora (u ovom slučaju to je elektromotor) i pogonskih kotača. Pretvorbom momenta i kutne brzine omogućuje prilagodbu brzine motora s brzinom kotača koji utječe na brzinu vozila v uz svladavanje otpora vožnje.

3.1. Zahtjev snage

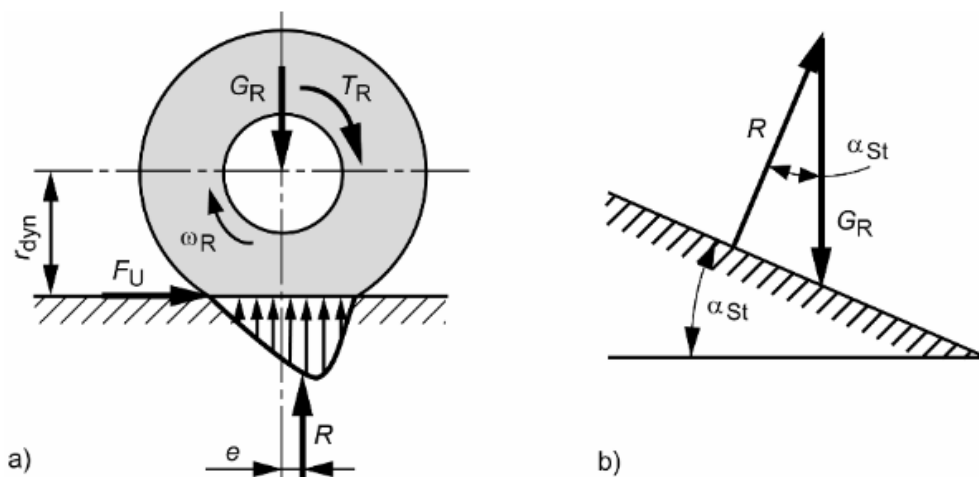
Prilikom konstruiranja mijenjačke kutije inženjer mora biti svjestan da pogonski motor daje onoliko snage koliko je potrebno da vozilo svlada sve otpore koji su mu u tom trenu narinuti. Da bi pogonskom motoru omogućili njegov optimalan rad i visoku efikasnost transmisija mora ispunjavati zahtjev da mijenja tok momenta i kutne brzine tako da isti omogućavaju svladavanje otpora vožnje uz određenu brzinu vozila v .

Predviđanjem otpora vožnje predstavlja važnu komponentu prilikom konstruiranja transmisije vozila. Otpori vožnje su:

- otpor kotrljanja kotača (gume) po podlozi F_R ,
- otpor vjetra F_L ,
- otpor nagiba F_{St} ,
- otpor ubrzanja F_a .

3.1.1. Otpor kotrljanja kotača (automobilske gume) po podlozi F_R

Otpora vožnje predstavlja sile otpora koje nasatju prilikom kotrljanja kotača po podlozi. Navedeni otpor sastoji se od otpora kotrljanja, otpora podloge i otpora klizanja.



Slika 3.1. Otpori vožnje na kotaču. a) na ravnoj podlozi; b) na nagnutoj podlozi, prema [4]

Slika 3.1. prikazuje sile i momente koji djeluju na automobilsku gumu. Možemo uočiti kako je reakcijska sila R zamaknuta za ekscentricitet e zbog neravnomjerne raspodjele tlaka. U nastavku, prema [5], jednadžbama (3.1, 3.2, 3.3, 3.4) ćemo prikazati izračun sile otpora F_R .

Ukoliko uzmemo u obzir da kotač vozila ne ubrzava prema slici 3.1. možemo napisati slijedeću momentnu jednadžbu koja prema [5] glasi:

$$T_R = F_U r_{dyn} + Re \quad (3.1)$$

Obzirom na uvjet da je obodna sila - F_U na kraku r_{dyn} jednaka sili kotrljanja $F_{R,Roll}$ na istom kraku te da na kotač ne djeluje pogoski ili kočioni moment ($T_R=0$) možemo postaviti momentnu jednažbu (3.1) kojom dobivamo otpor kotrljanja na ravnoj podlozi ($R=G_R$).

$$F_{R,Roll} = \frac{e}{r_{dyn}} G_R \quad (3.2)$$

Prema [5] pokušajima je otkrivena linearna veza između sile otpora kotrljanja $F_{R,Roll}$ i sile tereta koja djeluje na kotač G_R . Odnos između navedenih slijedi u jednadžbi 3.2 :

$$F_{R,Roll} = f_R G_R \quad (3.3)$$

f_R je koeficijent otpora kotrljanja te je bezdimenzijski faktor odnosno omjer ekscentriciteta e i dinamičkog polumjera automobilske gume r_{dyn} . U tablici 3.1. prema [5] prikazani su iznosi f_R obzirom na tip podloge kojom se kotrlja automobilska guma.

$$f_R = \frac{e}{r_{\text{dyn}}} \quad (3.4)$$

Tablica 3.1. Referentne vrijednosti koeficijenta otpora kotrljanja f_R , prema [4]. Za brzine vozila ispod 60 km/h, f_R se može postaviti konstantnim

Vrsta podloge	Koeficijent otpora kotrljanja f_R
<i>Izgrađene prometnice</i>	
Glatka asfaltna cesta	0,010
Glatka betonska cesta	0,011
Gruba betonska površina	0,014
Cesta popločena kamenom	0,020
Istrošenja cesta	0,035
<i>Neuređene prometnice</i>	
Jako dobar zemljani put	0,045
Loš zemljani put	0,160
Traktorski kotač (guma) na zemljanom putu	0,070-0,1200
Dupli kotači na zemljanom putu	0,140-0,240
Pijesak	0,150-0,300

Otpor kotrljanja funkcija je brzine kretanja vozila, tereta kotača, tlaka u gumama i vrste podloge. Obzirom da proračun provodimo na temelju pretpostavke da se vozilo kreće po suhoj podlozi i da je otpor kotrljanja dominantan otpor koji djeluje na kotač možemo pretpostaviti slijedeće:

$$F_R = F_{R, \text{Roll}} \quad (3.5)$$

Kada se vozilo kreće po nagnutim površinama iznos reakcijske sile R obzirom na kut α_{St} (vidi sliku 3.1.b)) računa se kako je prikazano jednadžbom (3.4):

$$R = G_R \cos \alpha_{\text{St}} \quad (3.6)$$

Za vozilo mase m_F , sila otpora kotača F_R koja je jednaka otporu kotrljanja računa se pomoću slijedeće relacije, prema [4]:

$$F_R = f_R m_F g \cos \alpha_{st} \quad (3.7)$$

3.1.2. Maksimalna sila automobilske gume

Između automobilske gume i podloge postoji veza koja je ostvarena trenjem. Sila koju automobilska guma može prenijeti na podlogu naziva se obodnom silom F_U (vidi sliku 3.1.) koja je proporcionalna reakcijskoj sili R , a njen najveći iznos računa se, prema [5], jednadžbom (3.8):

$$F_{U,max} = F_{Z,max} = \mu_H R \quad (3.8)$$

μ_H predstavlja statički koeficijent trenja između automobilske gume i podloge. Na tablici 3.2., prema [5], možemo vidjeti iznose statičkog koeficijenta trenja obzirom na brzinu vozila v te uvjetima na podlozi (mokra ili suha podloga).

Tablica 3.2. Statički koeficijent trenja μ_H novih automobilskih guma na podlozi

Brzina vozila v (km/h)	Suha cesta	Mokra cesta
50	0,85	0,65
90	0,80	0,60
130	0,75	0,55

Najveći iznos vučne sile $F_{Z,max}$ između gume i podloge ograničen je adhezijskim limitom odnosno limitom trenja (vidi sliku 2.1. a)).

4. PERFORMANSE VOZILA

Prema [5], performanse vozila definirane su maksimalnom brzinom, maksimalnim kutom uspona i ubrzanjem. Naveden svojstva vozila mogu se odrediti usporedbom dostupne vučne sile i potrebne vučne sile. Proces određivanja maksimalne brzine, akceleracije i vuče vozila određene je standardom DIN 70020. Najčešće se bilježi učinak vozila pri maksimalnom momentu motora, odnosno dolaskom u tokču maksimalne snage.

4.1. Maksimalna brzina

Definicija maksimalne brzine prema DIN 70020 je prosjek najvećih brzina u oba smjera koje vozilo ostvaruje na dužini od 1 km.

Osnovni uvjeti testiranja maksimalne brzine:

- vozilo opterećeno polovinom razlike između brtuo težine i težine neopterećenog vozila
- podloga ravna, suha i s dobrim prijanjanjem
- maksimalna brzina vjetra: ± 3 m/s
- vozilo se mora kretati uzduž testne staze u oba smjera bez prekidanja

4.2. Svladavanje maksimalnog uspona

Učinak uspona vozila je svladavanje najvećeg mogućeg kuta uspona s ujednačenom brzinom ($a=0$ m/s²). U tom slučaju sav „višak“ vučne sile nadoknađuje povećanje kuta uspona. Maksimalni kut uspona vozila, prema [4], definiran je jednadžbom (4.1), a računa se:

$$\sin \alpha_{St,\max} = \frac{F_{z,ex}}{m_F g} \quad (4.1)$$

$F_{z,ex}$ – višak vučne sile

m_F – masa vozila

4.3. Ubrzanje

Ubrzanje vozila je jedan od glavnih faktora učinka vozila te predstavlja potencijal iskorištenja kapaciteta pogonskog sustava u svrhu postizanja brzine u što kraćem vremenu (najčešće je to vrijeme ubrzanja od 0 do 100 km/h). Iznos akceleracije pri kretanju vozila na ravnoj podlozi (kut uspona, $\sin \alpha_{St} = 0^\circ$) može se pojednostavljeno prikazati, prema [5], jednadžbom:

$$a_{maks} = \frac{F_{z,Ex}}{m_F \lambda_n}. \quad (4.2)$$

Iz jednadžbe (4.2) možemo očitati kako ubrzanje u svakoj brzini transmisije ovisi o masi vozila te rotacijskom momentu inercije λ_n . Jednoznačno se može zaključiti kako smanjenjem mase vozila i rotacijskog momenta inercije možemo utjecati na povećanje ubrzanja, pritom treba voditi računa da najveća sila koja se može prenijeti na podlogu uvelike ovisi o masi vozila i svojstvu gume odnosno podloge.

5. POLOŽAJ TRANSMISIJE U VOZILU

Tokom razvoja koncepta transmisije vozila potrebno je voditi računa o smještaju iste u vozilu. Namjena vozila je ključan faktor prilikom donošenja odluke o položaju transmisije u odnosu na pogonski motor odnosno smještaj čitavog pogonskog sustava u vozilu. Obzirom na danšnju tehnologiju i mogućnosti, odabir smještaja transmisije moguć je na mnogo načina, a odabir onog najpovoljnijeg mora biti proveden prema faktorima kao što su tip pogona, vrsta vozila, smještaj unutar vozila, etc. U tablici 8. je opisana konfiguracija smještaja pogonskog motora i pogona.

Tablica 5.1. Konfiguracije smještaja pogonskog motora i pogona, prema [5]

Konfiguracija		Pogon		
		Prednji	Stražnji	Prednji+stražnji
Smještaj pogonskog motora	Naprijed	Pogon na prednje kotače	Standardni pogon	Pogon na sve kotače
	Straga	nije izvedivo	Pogonski sustav i motor straga	Pogon na sve kotače

U ovom diplomskom radu smještaj transmisije odabran je prema poznatom rješenju [6]. Smještaj pogonskog motora je straga te je pogon stražnji.

6. DIMENZIONIRANJE

6.1. Odabir prijenosnih omjera

Glavna zadaća automobilske transmisije je prilagodba brzine i okretnog momenta iz pogonskog motora do pogonskih kotača, a da bi to postigli potrebno je prije svega odrediti prijenosne omjere. Prijenosni omjeri određeni su željenim performansama vozila koje su pak određene primjenom vozila.

Temeljni za konstruiranje transmisije uključuju prije svega određivanje najvećeg i najmanjeg prijenosnog omjera transmisije, a nakon toga se određuju međuprijenosni omjeri.

Prema [5] ukupni prijenosni omjer pogonskog sklopa podijeljen je na prijenosni omjer spojke i_S , prijenosni omjer transmisije i_G te izlazni prijenosni omjer i_E . Ukupni prijenosni omjer prikazan je jednadžbom:

$$i_A = i_S \cdot i_G \cdot i_E \quad (6.1)$$

Omjer izlazne brzine n_2 i ulazne brzine n_1 definiran je, prema [], kao promjena brzine v ,

$$v = \frac{n_2}{n_1}. \quad (6.2)$$

Promjena momenta μ , prema [5], predstavlja omjer između izlaznog momenta T_2 i ulaznog momenta T_1 pogonskog sklopa:

$$\mu = \frac{T_2}{T_1}. \quad (6.3)$$

Zadaća ovog diplomskog rada je konstrukcija transmisije s dvije brzine čiji su prijenosni odnosi definirani prijenosnim omjerom spojke, zupčaničkim parom prve i druge brzine te izlaznim zupčaničkim parom.

Prijenosni omjer elastične spojke i_S :

$$i_S = 1 \quad (6.4)$$

Prijenosni omjer transmisije, prva brzina, $i_{G,1}$:

$$i_{G,1} = \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{33}{13} = 2,538 \quad (6.5)$$

Prijenosni omjer transmisije, druga brzina, $i_{G,2}$:

$$i_{G,2} = \frac{z_{22}}{z_{21}} = \frac{26}{20} = 1,3 \quad (6.6)$$

Prijenosni omjer izlaznog zupčaničkog para, i_E :

$$i_E = \frac{z_{E2}}{z_{E1}} = \frac{43}{13} = 3,307 \quad (6.7)$$

Prema jednadžbama (6.1, 6.4, 6.5, 6.6 i 6.7) možemo odrediti iznose ukupnog najvećeg i najmanjeg prijenosnog omjera pogonskog sklopa, a oni su:

$$i_{A,max} = i_{A,1} = i_S \cdot i_{G,1} \cdot i_E = 1 \cdot 2,538 \cdot 3,307 = 8,393 \quad (6.8)$$

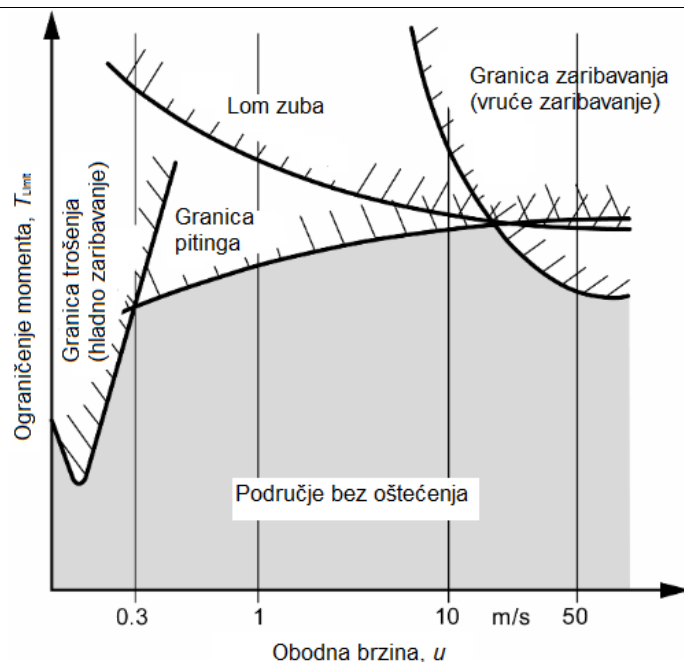
$$i_{A,min} = i_{A,2} = i_S \cdot i_{G,2} \cdot i_E = 1 \cdot 1,3 \cdot 3,307 = 4,299 \approx 4,3 \quad (6.9)$$

6.2. Zupčanici

O ovom potpoglavlju ukratko je opisana problematika zupčaničkog prijenosa te su izračunata naprezanja na svijanje u korijenu zuba te kontaktno (Hertzovo) naprezanje boka zuba zupčaničkih parova.

Zupčanici kao elementi strojeva za prijenos snage i gibanja visoko su opterećeni elementi transmisije te zajedno s vratilima predstavljaju glavne elemente prijenosa. Opterećenja na zupčaniku prilikom njegovog rada uzrokuju potencijalna oštećenja koja možemo podijeliti, prema [5], u četiri različita tipa:

- lom zuba
- makropitting i mikropitting
- zaribavanje zuba (vruće zaribavanje)
- trošenje (hladno zaribavanje)



Slika 6.1. Ograničenje momenta obzirom na moguću pojavu oštećenja kod kaljenih zupčanika, [5]

6.2.1. Ulazni parametri za proračun zupčaničkih parova

U ovo potpoglavlju dani su ulazni parametri za kose (helikoidne) zupčanike evolventnog ozubljenja s normalnim kutom zahvatne linije $\alpha_n=20^\circ$.

Obzirom da su za potrebe ovog rada korištena poznata rješenja, prema [6], za iznose modula, nagiba boka zubiju, broj zuba, širina i pomak profila zupčaničkih parova čiji su iznosi slijede u nastavku.

Zupčanički par prve brzine:

- normalni modul: $m_{n1}=3,5$ mm
- nagib boka zuba: $\beta_1=25^\circ$

- broj zuba pogonskog zupčanika: $z_{11}=13$
- širina boka zuba pogonskog zupčanika $b_{11}=36$ mm
- pomak profila pogonskog zupčanika $x_{11}=0,6$

- broj zuba gonjenog zupčanika: $z_{12}=33$
- širina boka zuba gonjenog zupčanika $b_{12}=34$ mm

- pomak profila gonjenog zupčanika $x_{12}=0,399$

Zupčanički par druge brzine

- normalni modul: $m_{n2}=3,5$ mm
- nagib boka zuba: $\beta_2=25^\circ$

- broj zuba pogonskog zupčanika: $z_{21}=20$
- širina boka zuba pogonskog zupčanika $b_{21}=34$ mm
- pomak profila pogonskog zupčanika $x_{21}=0,7$

- broj zuba gonjenog zupčanika: $z_{22}=26$
- širina boka zuba gonjenog zupčanika $b_{22}=32$ mm
- pomak profila gonjenog zupčanika $x_{22}=0,299$

Izlazni zupčanički par:

- normalni modul: $m_{n3}=4,5$ mm
- nagib boka zuba: $\beta_3=22^\circ$

- broj zuba pogonskog zupčanika: $z_{31}=13$
- širina boka zuba pogonskog zupčanika $b_{31}=60$ mm
- pomak profila pogonskog zupčanika $x_{31}=0,4$

- broj zubiju gonjenog zupčanika: $z_{32}=43$
- širina boka zuba pogonskog zupčanika $b_{32}=56$ mm
- pomak profila gonjenog zupčanika $x_{32}=0,5941$

6.2.2. Kontrola u odnosu na dozvoljeno naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupčaničkog para z_{11} - z_{12}

Dimenzioniranje i provjera čvrstoće zupčaničkih parova napravljene su prema [4] i normi ISO 6336.

Proračun dimenzija zupčanika prve brzine:

Zupčanik z₁₁

Diobeni promjer

$$d_{11} = z_{11} \frac{m_{n1}}{\cos \beta} = 13 \cdot \frac{3,5}{\cos 25^\circ} = 50,204 \text{ mm} \quad (6.1.1)$$

Čelni kut zahvatne crte

$$\tan \alpha_{t1} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 25^\circ} = 0,4016 \rightarrow \alpha_{t1} = 21,8802^\circ \quad (6.1.2)$$

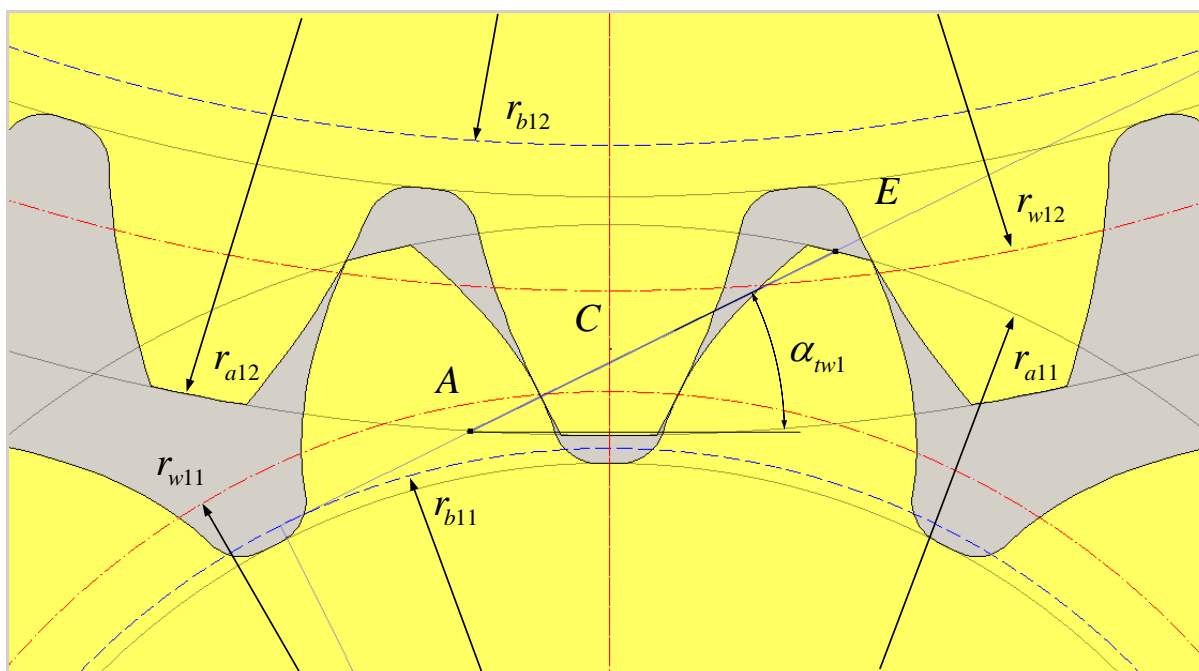
Kut nagiba boka na temeljnoj kružnici:

$$\tan \beta_{b1} = \tan \beta_1 \cos \alpha_{t1} = \tan 25^\circ \cdot \cos 21,8802^\circ = 0,4084 \rightarrow \beta_{b1} = 23,3990^\circ \quad (6.1.3)$$

Pogonski kut zahvatne crte:

$$ev\alpha_{tw1} = \frac{2 \tan \alpha_n (x_{11} + x_{12})}{z_{11} + z_{12}} + ev\alpha_{t1} = \frac{2 \cdot \tan 20^\circ (0,6 + 0,399)}{13 + 33} + ev 21,8802^\circ \quad (6.1.4)$$

$$ev\alpha_{tw1} = 0,0158 + 0,01977 = 0,0356 \rightarrow \alpha_{tw1} = 26,4^\circ$$

Slika 6.2. Zahvat zupčastog para z₁₁-z₁₂

Promjer kinamatske kružnice:

$$d_{w11} = d_{11} \frac{\cos \alpha_{t1}}{\cos \alpha_{tw1}} = 50,204 \cdot \frac{\cos 21,8802^\circ}{\cos 26,4^\circ} = 52,0114 \text{ mm} \quad (6.1.5)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a11} = d_{11} + 2m_{n1} + 2x_{11}m_{n1} = 50,204 + 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,6 \cdot 3,5 = 61,404 \text{ mm} \quad (6.1.6)$$

Podnožni promjer:

$$\begin{aligned} d_{f11} &= d_{11} - 2m_{n1} - 2c + 2x_{11}m_{n1}, \quad c = 0,41 \cdot m_{n1} \\ d_{f11} &= 50,204 - 2 \cdot 3,5 - 2 \cdot 0,42 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,6 \cdot 3,5 = 44,534 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.1.7)$$

Promjer temeljne kružnice:

$$d_{b11} = d_{w11} \cos \alpha_{w1} = 52,0114 \cdot \cos 26,4^\circ = 46,587 \text{ mm} \quad (6.1.8)$$

Zupčanik z12

Diobeni promjer

$$d_{12} = z_{12} \frac{m_{n1}}{\cos \beta} = 33 \cdot \frac{3,5}{\cos 25^\circ} = 127,440 \text{ mm} \quad (6.1.9)$$

Promjer kinamatske kružnice:

$$d_{w12} = d_{12} \frac{\cos \alpha_{t1}}{\cos \alpha_{n1}} = 127,440 \cdot \frac{\cos 21,8802^\circ}{\cos 26,4^\circ} = 132,029 \text{ mm} \quad (6.1.10)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a12} = d_{12} + 2m_{n1} + 2x_{12}m_{n1} = 127,44 + 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,399 \cdot 3,5 = 137,233 \text{ mm} \quad (6.1.11)$$

Podnožni promjer:

$$\begin{aligned} d_{f12} &= d_{12} - 2m_{n1} - 2c + 2x_{12}m_{n1}, \quad c = 0,41 \cdot m_{n1} \\ d_{f12} &= 127,440 - 2 \cdot 3,5 - 2 \cdot 0,41 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,399 \cdot 3,5 = 120,363 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.1.12)$$

Promjer temeljne kružnice:

$$d_{b12} = d_{w12} \cos \alpha_{w1} = 132,029 \cdot \cos 26,4^\circ = 118,259 \text{ mm} \quad (6.1.13)$$

U tablici 8. dane su dimenzije zupčanika prve brzine.

Tablica 6.1. Parametri zupčanika z_{11} i z_{12}

	z_{11}	z_{12}
modul, m_{n1}	3,5 mm	3,5
kut nagiba boka zuba, β_1	25°	25°
širina boka zuba, b	36	34
pogonski kut zahvatne crte, α_{tw1}	26,4°	26,4°
pomak profila, x	0,6	0,399
diobeni promjer, d	52,204 mm	127,44 mm
promjer kinematske kružnice, d_w	52,0114 mm	132,029 mm
tjemeni promjer, d_a	61,404 mm	137,233 mm
podnožni promjer, d_f	44,534 mm	120,636 mm
promjer temeljne kružnice, d_b	46,587 mm	118,259 mm

Zupčanički par z_{11} - z_{12}

Čeoni modul:

$$m_{r1} = \frac{m_{n1}}{\cos \beta_1} = \frac{3,5}{\cos 25^\circ} = 3,86 \text{ mm} \quad (6.1.14)$$

Razmak osi (računski):

$$a_{r1} = \frac{d_{11} + d_{12}}{2} = \frac{50,204 + 127,44}{2} = 88,822 \text{ mm} \quad (6.1.15)$$

Razmak osi:

$$a_1 = \frac{d_{w11} + d_{w12}}{2} = \frac{52,0114 + 132,029}{2} = 92,020 \text{ mm} \quad (6.1.16)$$

Postojeća tjemena zračnost:

$$c_1 = a_1 - \frac{d_{a11} + d_{f12}}{2} = 92,020 - \frac{61,404 + 120,363}{2} = 1,137 \text{ mm} \quad (6.1.17)$$

Najmanja dopuštena zračnost:

$$c_{\min} = 0,25m_{n1} = 0,25 \cdot 3,5 = 0,875 \text{ mm} \quad (6.1.18)$$

Skraćenje glave:

$$\begin{aligned}
 km_{n1} &= a_{r1} + m_{n1}(x_{11} + x_{12}) - a_1 = \\
 &= 88,822 + 3,5 \cdot (0,6 + 0,399) - 92,020 \\
 km_{n1} &= 0,299 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{6.1.19}$$

Tjemeni promjeri zupčanika z_{11} i z_{12} nakon skraćanja glave:

$$d_{ak11} = d_{a11} - 2km_{n1} = 61,404 - 2 \cdot 0,299 = 60,806 \text{ mm} \tag{6.1.20}$$

$$d_{ak12} = d_{a12} - 2km_{n1} = 137,233 - 2 \cdot 0,299 = 136,635 \text{ mm} \tag{6.1.21}$$

Stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a \tag{6.1.22}$$

$$\varepsilon_{11} = \frac{\sqrt{r_{ak1}^2 - r_{b1}^2}}{\pi m_{n1} \cos(\alpha_{r1})} = \frac{\sqrt{30,403^2 - 23,294^2}}{\pi \cdot 3,862 \cos(21,8802)} = 1,643 \tag{6.1.23}$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{\sqrt{r_{ak2}^2 - r_{b2}^2}}{\pi m_{n1} \cos(\alpha_{r1})} = \frac{\sqrt{68,318^2 - 59,130^2}}{\pi \cdot 3,862 \cos(21,8802)} = 2,686 \tag{6.1.24}$$

$$\varepsilon_{1a} = \frac{a \sin(\alpha_{nw1})}{\pi m_{n1} \cos(\alpha_{r1})} = \frac{92,020 \cdot \sin(26,4)}{\pi \cdot 3,862 \cos(21,8802)} = 3,634 \tag{6.1.25}$$

$$\varepsilon_{\alpha1} = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{12} - \varepsilon_{1a} = 1,643 + 2,686 - 3,634 = 0,695 \tag{6.1.26}$$

Stupanj prekrivanja bočne linije:

$$\varepsilon_{\beta1} = \frac{b_{12} \sin(\beta_1)}{\pi m_{n1}} = \frac{34 \cdot \sin(25^\circ)}{\pi \cdot 3,5} = 1,35 \tag{6.1.27}$$

Ukupan stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_{uk1} = \varepsilon_{\alpha1} + \varepsilon_{\beta1} = 0,695 + 1,35 = 2,045 \tag{6.1.28}$$

Nazivni moment elektromotora:

$$T_{em} = 360 \text{ Nm} \tag{6.1.29}$$

Maksimalni broj okretaja:

$$n_{em,maks} = n_1 = 5600 \text{ min}^{-1} \tag{6.1.30}$$

Maksimalna snaga elektromotora:

$$P_{em,maks} = T_{em} \cdot \omega_{em,maks} = T_{em} \cdot \frac{2\pi \cdot n_{em,maks}}{60} = 360 \cdot \frac{2\pi \cdot 5600}{60} = 211123 \text{ W} = 211,1 \text{ kW} \tag{6.1.31}$$

Obodna sila na diobenom cilindru:

$$F_{t1} = K_V \cdot K_A \cdot \left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot T_{em}}{d_{11}} \right) \quad (6.1.32)$$

K_V – faktor unutrašnjih dinamičkih sila

K_A – faktor dodatnih dinamički opterećenja

6.2.2.1. Odabir faktora unutrašnjih dinamičkih sila K_V i faktora dodatnih dinamičkih opterećenja K_A , prema ISO 6336-1:

-krutost helikoidnih zubiju:

$$c_{\gamma\alpha} = 18,7 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.1.33)$$

$$c' = 13,1 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.1.34)$$

-provjera rezonancije prilikom vrtnje zupčastog para

$$m_{11} = 0,66 \text{ kg} \quad (6.1.35)$$

$$m_{12} = 2 \text{ kg} \quad (6.1.36)$$

m_{11} – masa zupčanika z_{11}

m_{12} – masa zupčanika z_{12}

-reducirana masa zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$m_{red} = \frac{m_{11} \cdot m_{12}}{m_{11} + m_{12}} = \frac{0,66 \cdot 2}{2,66} = 0,496 \text{ kg} \quad (6.1.37)$$

-kritični broj okretaja zupčastog para:

$$n_{E1} = \frac{30000}{\pi \cdot z_{11}} \cdot \sqrt{\frac{c_{\gamma\alpha}}{m_{red1}}} = \frac{3000}{\pi \cdot 13} \sqrt{\frac{18,7}{0,496}} = 13840 \text{ min}^{-1} \quad (6.1.38)$$

-određivanje područja rada zupčanika obzirom na kritični broj okretaja zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{5600}{13840} = 0,405 < 1, \rightarrow \text{podkritično područje} \quad (6.1.39)$$

-faktor vanjskih dinamičkih opterećenja K_A , odabran prema ISO 6336

$$K_A = 1,6 \quad (6.1.40)$$

-obodna sila na diobenom promjeru zupčanika z_{11} bez faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V :

$$F_{t1,bez K_V} = K_A \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot T_{em}}{d_{11}} = 1,6 \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot 360}{50,204} = 22946,57 \approx 22947 \text{ N} \quad (6.1.41)$$

-obodna sila na diobenom promjeru bez K_V na širinu zupčanika z_{11} :

$$F_{t1,b11,bez K_V} = \frac{F_{t1,bez K_V}}{b_{11}} = \frac{22947}{36} = 637,42 \text{ N/mm} \quad (6.1.42)$$

-izračun faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V prema ISO 6336-1:

$$\varepsilon_\gamma = 2,5 \quad (6.1.43)$$

$$f_{pb,eff} = 19,5 \quad (6.1.44)$$

$$f_{f\alpha,eff} = 19,5 \quad (6.1.45)$$

$$C_{V1} = 0,32 \quad (6.1.46)$$

$$C_{V2} = \frac{0,57}{\varepsilon_\gamma - 0,3} = \frac{0,57}{2,5 - 0,3} = 0,259 \quad (6.1.47)$$

$$C_{V3} = \frac{0,096}{\varepsilon_\gamma - 1,56} = \frac{0,096}{2,6 - 1,56} = 0,102 \quad (6.1.48)$$

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pb,eff}}{F_{t1,b11,bez K_V}} = \frac{13,1 \cdot 19,5}{637,42} = 0,40 \quad (6.1.49)$$

$$B_f = \frac{c' \cdot f_{f\alpha,eff}}{F_{t1,b11,bez K_V}} = \frac{13,1 \cdot 19,5}{637,42} = 0,40 \quad (6.1.50)$$

$$B_k = 1 \quad (6.1.51)$$

$$K = C_{V1} \cdot B_p + C_{V2} \cdot B_f + C_{V3} \cdot B_k \quad (6.1.52)$$

$$= 0,32 \cdot 0,40 + 0,259 \cdot 0,40 + 0,102 \cdot 1 = 0,33$$

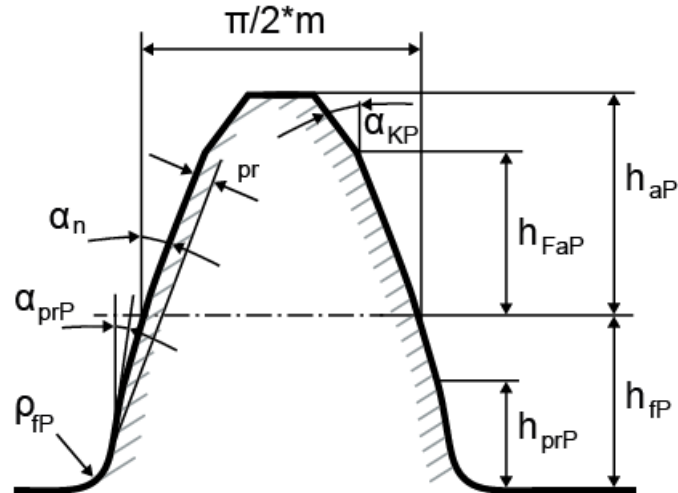
$$K_V = N \cdot K + 1 = 0,405 \cdot 0,33 + 1 = 1,13 \quad (6.1.53)$$

Uvrštavanjem faktora K_V i K_A dobivamo iznos obodne sile na diobenom promjeru zupčanika z_{11} :

$$F_{t1} = K_V \cdot K_A \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot T_{em}}{d_{11}} = 1,13 \cdot 1,6 \cdot \frac{2000 \cdot 360}{50,204} = 25929,4 \text{ N} \quad (6.1.54)$$

6.2.2.2. Izračun faktora oblika Y_f , prema ISO 6336-3:

Obzirom da su zupčanici transmisije opterećeni visokim iznosim momenta odabran je profil zubiju A prema ISO 53:



Slika 6.3. Profil zubiju zupčanika transmisije, prema ISO 53, profil A

Geometrija profila zuba:

- $h_{aP} = 1 \cdot m_{n1} = 1 \cdot 3,5 = 3,5 \text{ mm}$
- $c_P = 0,25m_{n1} = 0,25 \cdot 3,5 = 0,875 \text{ mm}$
- $h_{fP} = 1,25m_{n1} = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$
- $\rho_{fP} = 0,38m_{n1} = 0,38 \cdot 3,5 = 1,33 \text{ mm}$

-fiktivni broj zubiju zupčanika z_{n11} i z_{n12} :

$$z_{n11} = \frac{z_{11}}{\cos^3(\beta_1)} = \frac{13}{\cos^3(25^\circ)} = 17,46 \approx 17 \quad (6.1.55)$$

$$z_{n12} = \frac{z_{12}}{\cos^3(\beta_1)} = \frac{33}{\cos^3(25^\circ)} = 44,32 \approx 44 \quad (6.1.56)$$

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_{n1} - h_{fP} \cdot \tan(\alpha_{n1}) - (1 - \sin(\alpha_{n1})) \cdot \frac{\rho_{fP}}{\cos(\alpha_{n1})} \quad (6.1.57)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot 3,5 - 4,375 \cdot \tan(20^\circ) - (1 - \sin(20^\circ)) \cdot \frac{1,33}{\cos(20^\circ)} = 0,2252$$

$$G_{11} = \frac{\rho_{fP}}{m_{n1}} - \frac{h_{fP}}{m_{n1}} + x_{11} = \frac{1,33}{3,5} - \frac{4,375}{3,5} + 0,6 = -0,27 \quad (6.1.58)$$

$$G_{12} = \frac{\rho_{fP}}{m_{n1}} - \frac{h_{fP}}{m_{n1}} + x_{12} = \frac{1,33}{3,5} - \frac{4,375}{3,5} + 0,399 = -0,471 \quad (6.1.59)$$

$$H_{11} = \frac{2}{z_{n11}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{n1}} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{17} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,2252}{3,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,8747 \quad (6.1.60)$$

$$H_{12} = \frac{2}{z_{n12}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{n1}} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{44} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,2252}{3,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,9792 \quad (6.1.61)$$

-fi za vanjsko ozubljenje, dobiven iterativnim postupkom, prema ISO 6336-3

$$\theta_{11} = \frac{\pi}{3} \quad (6.1.62)$$

$$\theta_{11} = \frac{2 \cdot G_{11}}{z_{n11}} \cdot \tan(\theta_{11}) - H_{11} = \frac{-2 \cdot 0,27}{17} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,8747 = 0,8402 \quad (6.1.63)$$

$$\theta_{12} = \frac{\pi}{3} \quad (6.1.64)$$

$$\theta_{11} = \frac{2 \cdot G_{12}}{z_{n12}} \cdot \tan(\theta_{11}) - H_{11} = \frac{-2 \cdot 0,471}{44} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,9792 = 0,9424 \quad (6.1.65)$$

-izračun debljine zuba pri korijenu u smjeru normale, prema ISO 6336-3

$$\begin{aligned} \frac{s_{Fn1}}{m_{n1}} &= z_{n11} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) + \sqrt{3} \left[\frac{G_{11}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{fp}}{m_{n1}} \right] \\ &= 17 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) + \sqrt{3} \left[\frac{-0,27}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right] = 2,23 \end{aligned} \quad (6.1.66)$$

$$\begin{aligned} \frac{s_{Fn2}}{m_{n1}} &= z_{n12} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) + \sqrt{3} \left[\frac{G_{12}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{fp}}{m_{n1}} \right] \\ &= 44 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) + \sqrt{3} \left[\frac{-0,47}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right] = 2,59 \end{aligned} \quad (6.1.67)$$

-izračun radijusa korijena zuba ρ_F

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{F11}}{m_{n1}} &= \frac{\rho_{fp}}{m_{n1}} + \frac{2G_{11}^2}{\cos(\phi) \cdot (z_{n11} \cos^2(\phi) - 2G_{11})} \\ &= \frac{1,33}{3,5} + \frac{2 \cdot (-0,27)^2}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot (17 \cos^2\left(\frac{\pi}{3}\right) + 2 \cdot 0,27)} = 0,388 \end{aligned} \quad (6.1.68)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{F12}}{m_{n1}} &= \frac{\rho_{fp}}{m_{n1}} + \frac{2G_{12}^2}{\cos(\phi) \cdot (z_{n12} \cos^2(\phi) - 2G_{12})} \\ &= \frac{1,33}{3,5} + \frac{2 \cdot (-0,27)^2}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot (44 \cos^2\left(\frac{\pi}{3}\right) + 2 \cdot 0,471)} = 0,383 \end{aligned} \quad (6.1.69)$$

-izračun kraka savijanja zuba h_{Fe}

$$\varepsilon_{\alpha n1} = \frac{\varepsilon_{\alpha 1}}{\cos^2(\beta_{b1})} = \frac{0,695}{\cos^2(23,39)} = 0,825 \quad (6.1.70)$$

$$d_{n11} = m_{n1} \cdot z_{n11} = 3,5 \cdot 17 = 59,5 \text{ mm} \quad (6.1.71)$$

$$d_{n12} = m_{n1} \cdot z_{n12} = 3,5 \cdot 44 = 154 \text{ mm} \quad (6.1.72)$$

$$p_{bn11} = \pi \cdot m_{n1} \cdot \cos(\alpha_{n1}) = \pi \cdot 3,5 \cdot \cos(20^\circ) = 10,33 \text{ mm} \quad (6.1.73)$$

$$d_{bn11} = d_{n11} \cdot \cos(\alpha_{n1}) = 59,5 \cdot \cos(20^\circ) = 56 \text{ mm} \quad (6.1.74)$$

$$d_{bn12} = d_{n12} \cdot \cos(\alpha_{n1}) = 154 \cdot \cos(20^\circ) = 144,71 \text{ mm} \quad (6.1.75)$$

$$d_{an11} = d_{n11} + d_{ak11} - d_{11} = 59,5 + 60,806 - 50,204 = 70,1 \text{ mm} \quad (6.1.76)$$

$$d_{an12} = d_{n12} + d_{ak12} - d_{12} = 154 + 136,64 - 127,44 = 163,2 \text{ mm} \quad (6.1.77)$$

$$\begin{aligned} d_{en11} &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an11}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn11}}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot d_{11} \cdot \cos(\beta_1)}{z_{11}} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn11}}{2} \right)^2} = \\ &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{70,1}{2} \right)^2 - \left(\frac{56}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot 50,204 \cdot \cos(25^\circ)}{13} \cdot (0,825 - 1) \right]^2 + \left(\frac{56}{2} \right)^2} = \\ &= 72,48 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.1.78)$$

$$\begin{aligned} d_{en12} &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an12}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn12}}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot d_{12} \cdot \cos(\beta_1)}{z_{12}} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn12}}{2} \right)^2} = \\ &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{163,2}{2} \right)^2 - \left(\frac{144,71}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot 127,44 \cdot \cos(25^\circ)}{33} \cdot (0,825 - 1) \right]^2 + \left(\frac{144,71}{2} \right)^2} = \\ &= 165,04 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.1.79)$$

$$\alpha_{en11} = \arccos\left(\frac{d_{bn11}}{d_{en11}}\right) = \arccos\left(\frac{56}{72,48}\right) = 39,409^\circ \quad (6.1.80)$$

$$\alpha_{en12} = \arccos\left(\frac{d_{bn12}}{d_{en12}}\right) = \arccos\left(\frac{144,71}{165,04}\right) = 28,739^\circ \quad (6.1.81)$$

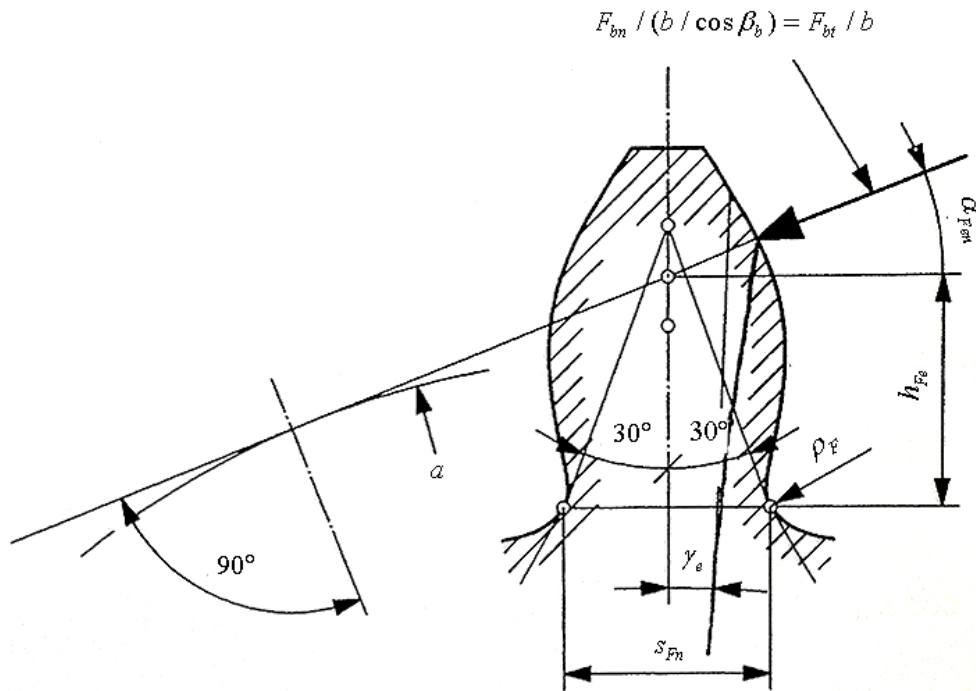
$$\text{inv}(\alpha_{n1}) = \text{inv}(20^\circ) = 0,014904 \quad (6.1.82)$$

$$\text{inv}(\alpha_{en11}) = \text{inv}(39,409^\circ) = 0,01338 \quad (6.1.83)$$

$$\text{inv}(\alpha_{en12}) = \text{inv}(28,739^\circ) = 0,04678 \quad (6.1.84)$$

$$\begin{aligned} \gamma_{e11} &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_{n1}) x_{11}}{z_{n11}} + \text{inv}(\alpha_{n1}) - \text{inv}(\alpha_{en11}) \\ &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(20^\circ) \cdot 0,6}{17} + 0,014904 - 0,01338 \\ &= 0,1196^\circ \end{aligned} \quad (6.1.85)$$

$$\begin{aligned}\gamma_{e11} &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_{n1})x_{11}}{z_{n12}} + \text{inv}(\alpha_{n1}) - \text{inv}(\alpha_{en12}) \\ &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(20^\circ) \cdot 0,399}{44} + 0,014904 - 0,04678 \\ &= 0,01042^\circ\end{aligned}\quad (6.1.86)$$



Slika 6.4. Određivanje parametara kraka savijanja zuba, prema ISO 6336

$$\alpha_{Fen11} = \alpha_{en11} - \gamma_{e11} = 39,409 - 0,1196 = 39,289^\circ \quad (6.1.87)$$

$$\alpha_{Fen12} = \alpha_{en12} - \gamma_{e12} = 28,739 - 0,01042 = 28,728^\circ \quad (6.1.88)$$

$$\begin{aligned}\frac{h_{Fe11}}{m_{n1}} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_{e11}) - \sin(\gamma_{e11}) \cdot \tan(\alpha_{Fen11})) \frac{d_{en11}}{m_{n1}} - z_{n11} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) - \left(\frac{G_{11}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{jF}}{m_{n1}} \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,01042^\circ) - \sin(0,01042^\circ) \cdot \tan(39,289^\circ)) \cdot \frac{72,48}{3,5} - \right. \\ &\quad \left. -17 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) - \left(\frac{-0,27}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} [20,705 - 17 + 0,92] = 2,3125\end{aligned}\quad (6.1.89)$$

$$\begin{aligned} \frac{h_{Fe12}}{m_{n1}} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_{e12}) - \sin(\gamma_{e12}) \cdot \tan(\alpha_{Fen12})) \frac{d_{en12}}{m_{n1}} - z_{n12} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) - \left(\frac{G_{12}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{jP}}{m_{n1}} \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,01042^\circ) - \sin(0,01042^\circ) \cdot \tan(28,739^\circ)) \cdot \frac{165,04}{3,5} - \right. \\ &\quad \left. -44 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) - \left(\frac{-0,471}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right) \right] = \quad (6.1.90) \\ &= \frac{1}{2} [46,905 - 44 + 1,322] = 2,114 \end{aligned}$$

-izračun faktora oblika Y_F zupčanika z_{11} i z_{12} dobivamo uvrštavanjem jednadžbi 6.1.66, 6.1.67, 6.1.87, 6.1.88, 6.1.89, 6.1.90 u jednadžbe 6.1.91 i 6.1.92

$$Y_{F11} = \frac{\frac{6h_{Fe11}}{m_{n1}} \cdot \cos(\alpha_{Fen11})}{\left(\frac{s_{Fn11}}{m_{n1}}\right)^2 \cdot \cos(\alpha_{n1})} = \frac{6 \cdot 2,3125 \cdot \cos(39,289^\circ)}{2,23^2 \cdot \cos(20^\circ)} = 2,298 \quad (6.1.91)$$

$$Y_{F12} = \frac{\frac{6h_{Fe12}}{m_{n1}} \cdot \cos(\alpha_{Fen12})}{\left(\frac{s_{Fn12}}{m_{n1}}\right)^2 \cdot \cos(\alpha_{n1})} = \frac{6 \cdot 2,114 \cdot \cos(28,728^\circ)}{2,59^2 \cdot \cos(20^\circ)} = 1,764 \quad (6.1.92)$$

6.2.2.3. Izračun faktora korekcije naprezanja Y_S , prema ISO 6336-3:

$$q_{s11} = \frac{s_{Fn11}}{2\rho_{F11}} = \frac{2,23}{2 \cdot 0,388} = 2,873 \quad (6.1.93)$$

$$q_{s12} = \frac{s_{Fn12}}{2\rho_{F12}} = \frac{2,59}{2 \cdot 0,383} = 3,381 \quad (6.1.94)$$

$$L_{11} = \frac{s_{Fn11}}{h_{Fe11}} = \frac{2,23}{2,3125} = 0,964 \quad (6.1.95)$$

$$L_{12} = \frac{s_{Fn12}}{h_{Fe12}} = \frac{2,59}{2,114} = 1,225 \quad (6.1.96)$$

$$Y_{S11} = (1,2 + 0,13L_{11})q_{s11} \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{11}}} \right] = (1,2 + 0,13 \cdot 0,964) \cdot 2,873 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{0,964}} \right] = 1,77 \quad (6.1.97)$$

$$Y_{S12} = (1,2 + 0,13L_{12})q_{s12} \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{12}}} \right] = (1,2 + 0,13 \cdot 1,225) \cdot 3,381 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,225}} \right] = 2,016 \quad (6.1.98)$$

6.2.2.4. Izračun faktora nagiba boka zuba, Y_β , prema ISO 6336-3

$$Y_{\beta 1} = 1 - \frac{\beta_1}{120^\circ} = 1 - \frac{25^\circ}{120^\circ} = 0,792 \quad (6.1.99)$$

6.2.2.5. Faktor debljine oboda ozubljenja, Y_{B1} prema ISO 6336-3

-faktor debljine oboda ozubljenja odabran:

$$Y_{B1} = 1 \quad (6.1.100)$$

6.2.2.6. Faktor dubine zuba, Y_{DT1} , prema ISO 6336-3

-faktor dubine zuba odabran:

$$Y_{DT1} = 1 \quad (6.1.101)$$

6.2.2.7. Izračun faktora raspodjele opterećenja za naprezanje u korijenu zuba i kontaktno naprezanje, $K_{F\alpha 1}$ i $K_{H\alpha 1}$, prema ISO 6336-1

$$v_1 = \frac{P_{en,maks}}{F_{t1}} = \frac{211123}{25929,4} = 8,14 \text{ m/s} \quad (6.1.102)$$

$$y_\beta = 6 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.1.103)$$

$$x_\beta = 0,85 \quad (6.1.104)$$

$$F_{\beta x} = 40 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.1.105)$$

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot x_\beta = 40 \cdot 0,85 = 34 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.1.106)$$

$$c_{\gamma\beta} = 0,85 \cdot c_{\gamma\alpha} = 0,85 \cdot 18,7 = 15,89 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.1.107)$$

$$F_m = F_{t1} = 25929,4 \text{ N} \quad (6.1.108)$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{11}}} = \frac{34 \cdot 15,89}{2 \cdot \frac{25929,4}{36}} = 0,375 < 1 \quad (6.1.109)$$

Prema ISO 6336-1, ako je $\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{11}}} < 1$

Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube, $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta 1} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{11}}} = 1 + 0,375 = 1,375 \quad (6.1.110)$$

$$h_{11} = \frac{d_{ak11}}{2} - \frac{d_{b11}}{2} = \frac{60,806}{2} - \frac{46,587}{2} = 7,11 \text{ mm} \quad (6.1.111)$$

$$N_{f11} = \frac{1}{1 + \frac{h_{11}}{b_{11}} + \left(\frac{h_{11}}{b_{11}}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{7,11}{36} + \left(\frac{7,11}{36}\right)^2} = 0,8087 \quad (6.1.112)$$

$$K_{F\beta 1} = (K_{H\beta})^{N_F} = 1,375^{0,8087} = 1,293 \quad (6.1.113)$$

$$y_\alpha = 3 \quad (6.1.114)$$

$$f_{pb} = 40 \quad (6.1.115)$$

$$\varepsilon_\gamma = 2,5, \text{ za helikoidno ozubljenje prema ISO 6336-1} \quad (6.1.116)$$

$$F_{th1} = F_{t1} \cdot K_{H\beta 1} = 25929,4 \cdot 1,375 = 35652,93 \text{ N} \quad (6.1.117)$$

$$c_{\gamma\alpha} = 18,7 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.1.118)$$

$$\begin{aligned} K_{H\alpha 1} = K_{F\alpha 1} &= 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \cdot \frac{c_{\gamma\alpha} (f_{pb} - y_\alpha)}{F_{th1} / b_{11}}} \\ &= 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5} \cdot \frac{18,7 \cdot (40 - 3)}{35652,93 / 36}} = 1,206 \approx 1,21 \end{aligned} \quad (6.1.119)$$

Naprezanje na savijanje u korijenu zuba iznosi (u jedandžbu su uvrštene vrijednosti dobivene iz jednadžbi 6.62, 6.106, 6.108, 6.110, 6.122, 6.128)

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_{t1}}{b_{11} \cdot m_{n1}} \cdot Y_{F11} \cdot Y_{S1} \cdot Y_{\beta 1} \cdot Y_{DT} \cdot K_{F\alpha 1} \cdot K_{F\beta 1} \\ &= \frac{25929,4}{36 \cdot 3,5} \cdot 2,298 \cdot 1,77 \cdot 0,792 \cdot 1 \cdot 1,21 \cdot 1,293 = 1037,18 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.1.120)$$

6.2.2.8. Izračun dopuštenog naprezanja na svijanje, prema ISO 6336-1, 6336-2

Faktor korekcije naprezanja, Y_{ST}

$$Y_{ST} = 2 \quad (6.1.121)$$

Faktor vijeka trajanja, Y_{NT}

broj ciklusa opterećenja:

$$N_L = 10^6 \quad (6.1.122)$$

prema ISO 6336-2 očitana je vrijednost

$$Y_{NT1} = 1.17$$

Faktor osjetljivosti zareznog djelovanja, $Y_{\delta relT}$

$$\rho' = 0,003 \text{ mm} \quad (6.1.123)$$

$$x_p^* = \frac{1}{5} \quad (6.1.124)$$

$$q_S = s_{Fn11} / \rho_{F11} = 2,23 / 0,388 = 5,75 \quad (6.1.125)$$

$$q_{ST} = 2,5 \quad (6.1.126)$$

$$X^* = x_p^* \cdot (1 + 2q_s) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 5,75) = 2,5 \quad (6.1.127)$$

$$X_T^* = x_p^* \cdot (1 + 2q_{ST}) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 2,5) = 1,2 \quad (6.1.128)$$

$$Y_{\delta rel T} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot X^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot X_T^*}} = \frac{1 + \sqrt{0,003 \cdot 2,5}}{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,2}} = 1,025 \quad (6.1.129)$$

Faktor hrapavosti površine, $Y_{R rel T}$, prema ISO 6336-3

$$R_z = 10 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.1.130)$$

$$Y_{R rel T} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1} = 1,674 - 0,59 \cdot (10 + 1)^{0,1} = 0,924 \quad (6.1.131)$$

Faktor veličine, Y_X , prema ISO 6336-3

$$Y_X = 1 \quad (6.1.132)$$

Odabran je materijal zupčanika, prema podacima iz programskog paketa:

Čelik 14NiCr18

$$\begin{aligned} \sigma_{F lim} &= 740 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{H lim} &= 1330 \text{ N/mm}^2 \\ R_m &= 1035 \text{ N/mm}^2 \\ R_p &= 887 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.1.133)$$

Dopušteno naprežanje na savijanje u korijenu zuba iznosi:

$$S_{F min} = 1,3 \rightarrow \text{prema [7]} \quad (6.1.134)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{F lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{F min}} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X = \\ &= \frac{740 \cdot 2 \cdot 1,17}{1,3} \cdot 1,025 \cdot 0,924 \cdot 1 = 1216,54 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.1.135)$$

$$\sigma_{FP1} = 1216,54 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{F1} = 1037,18 \text{ N/mm}^2 \quad (6.1.136)$$

Odabrani materijal zadovoljava dopušteno naprežanje u korijenu zuba!

6.2.3. Kontrola u odnosu na dozvoljenu čvrstoću boka zupčastog para z11-z12

Prijenosni odnos zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$u_1 = \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{33}{13} = 2,538 \quad (6.1.137)$$

Kut nagiba boka zuba na temeljnoj kružnici, β_{b1} :

$$\cos(\beta_{b1}) = \frac{\sin(\alpha_{n1})}{\sin(\alpha_{t1})} = \frac{\sin(20^\circ)}{\sin(21,8802^\circ)} = 0,9177 \rightarrow \beta_{b1} = 23,398^\circ \quad (6.1.138)$$

6.2.3.1. Faktor oblika boka Z_h , prema ISO 6336-2

$$Z_{h11} = \sqrt{\frac{2 \cos(\beta_{b1}) \cos(\alpha_{wt1})}{\cos^2(\alpha_{t1}) \sin(\alpha_{wt1})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(23,398^\circ) \cdot \cos(26,4^\circ)}{\cos^2(21,88^\circ) \cdot \sin(26,4^\circ)}} = 2,072 \quad (6.1.139)$$

6.2.3.2. Faktor prekrivanja boka zuba $Z_{\varepsilon 1}$

obzirom da je $\varepsilon_{\beta 1} = 1,35 > 1$, prema ISO 6336-2

$$Z_{\varepsilon 1} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha 1}}} = \sqrt{\frac{1}{0,695}} = 1,19 \quad (6.1.140)$$

6.2.3.3. Faktor elastičnosti materijala, Z_E

Budući da su pogonski zupčanik z_{11} i gonjeni zupčanik z_{12} od čelika 14NiCr18, faktor elastičnosti materijala očitana je iz tablice prema ISO 6336-2:

$$Z_{E1} = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2} \quad (6.1.141)$$

6.2.3.4. Faktor nagiba boka zuba, $Z_{\beta 1}$

$$Z_{\beta 1} = \sqrt{\cos(\beta_1)} = \sqrt{\cos(25^\circ)} = 0,95 \quad (6.1.142)$$

6.2.3.5. Faktor vijeka trajanja, Z_{NT1}

broj ciklusa opterećenja:

$$N_L = 10^6 \quad (6.1.143)$$

prema ISO 6336-2 očitana je vrijednost

$$Z_{NT1} = 1.35$$

6.2.3.6. Faktor kontakta zupčastog para z_{11} - z_{12} , Z_{B1}

prema ISO 6336-2

$$Z_{B1} = 1$$

(6.1.145)

Kontaktno naprezanje boka zuba iznosi (u jednadžbu su uvrštene vrijednosti dobivene iz jednadžbi 6.119, 6.128, 6.146, 6.147, 6.148, 6.151):

$$\begin{aligned} \sigma_{H1} &= \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{11} \cdot d_{11}} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1} \cdot K_{H\alpha 1} K_{H\beta 1} \cdot Z_{E1} \cdot Z_{H1} \cdot Z_{\varepsilon 1} \cdot Z_{B1}} \\ &= \sqrt{\frac{25929,4}{36 \cdot 50,204} \cdot \frac{2,538 + 1}{2,538} \cdot 1,21 \cdot 1,38 \cdot 189,8 \cdot 2,072 \cdot 1,19 \cdot 1} = 855,66 \text{ N/mm}^2 \quad (6.1.146) \\ \sigma_{H1} &\approx 856 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

6.2.3.7. Faktor podmazivanja, Z_{L1}

Prema ISO 6336-2

$$\begin{aligned} \sigma_{H\text{lim}1} &= 1330 \text{ N/mm}^2 > 1200 \text{ N/mm}^2 \quad (6.1.147) \\ C_{ZL} &= 0,91 \end{aligned}$$

odabran je, prema tablici 3. ISO 6336-2, nominalni viskozitet ulja pri 50°C

$$\nu_{50} = 180 \text{ mm}^2 / \text{s} \quad (6.1.148)$$

viskozni parametar ν_{f1}

$$\nu_{f1} = \frac{1}{(1,2 + 80 / \nu_{50})^2} = \frac{1}{(1,2 + 80 / 180)^2} = 0,369 \quad (6.1.149)$$

$$Z_{L1} = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL})\nu_{f1} = 0,91 + 4(1 - 0,91) \cdot 0,369 = 1,042 \quad (6.1.150)$$

6.2.3.8. Faktor brzine, Z_{V1}

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02 = 0,91 + 0,02 = 0,93 \quad (6.1.151)$$

$$Z_{V1} = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{\nu_1}}} = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{8,14}}} = 0,99 \quad (6.1.152)$$

6.2.3.9. Faktor hrapavosti površine, Z_{R1}

Očitano iz ISO 6336-2, hrapavost površine $R_Z = 10 \mu\text{m}$:

$$Z_{R1} = 0,9 \quad (6.1.153)$$

6.2.3.10. Faktor otvrdnuća površine boka zuba, Z_{W1}

Prema preporuci ISO 6336-2:

$$Z_{W1} = 1 \quad (6.1.154)$$

6.2.3.11. Faktor veličine, Z_{X1}

Prema preporuci ISO 6336-2:

$$Z_{X1} = 1 \quad (6.1.155)$$

Dopušteno naprezanje boka zuba iznosi:

$$S_{H\min} = 1,1 \rightarrow \text{prema [7]} \quad (6.1.156)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim1} \cdot Z_{NT1}}{S_{H\min}} Z_{L1} Z_{V1} Z_{R1} Z_{W1} Z_{X1} = \frac{1330 \cdot 1,35}{1,1} \cdot 1,042 \cdot 0,99 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \quad (6.1.157)$$

$$\sigma_{HP1} = 1515,44 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{HP1} = 1515,44 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{H1} = 856 \text{ N/mm}^2 \quad (6.1.158)$$

Odabrani materijal zadovoljava dopušteno naprezanje boka zuba!

Proračun dimenzija zupčanika druge brzine:

Zupčanik z_{21}

Diobeni promjer

$$d_{21} = z_{21} \frac{m_{n2}}{\cos \beta} = 20 \cdot \frac{3,5}{\cos 25^\circ} = 77,236 \text{ mm} \quad (6.2.1)$$

Čelni kut zahvatne crte

$$\tan \alpha_{t2} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 25^\circ} = 0,4016 \rightarrow \alpha_{t2} = 21,8802^\circ \quad (6.2.2)$$

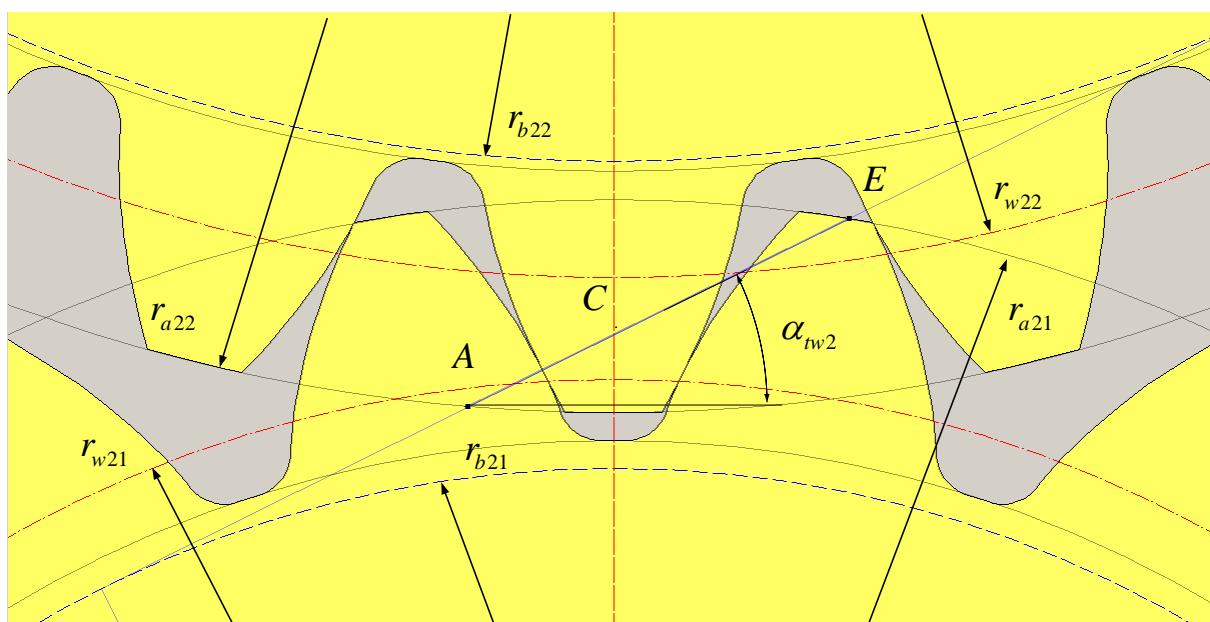
Kut nagiba boka na temeljnoj kružnici:

$$\tan \beta_{b2} = \tan \beta_2 \cos \alpha_{t2} = \tan 25^\circ \cdot \cos 21,8802^\circ = 0,4084 \rightarrow \beta_{b2} = 23,3990^\circ \quad (6.2.3)$$

Pogonski kut zahvatne crte:

$$ev\alpha_{tw2} = \frac{2 \tan \alpha_n (x_{21} + x_{22})}{z_{11} + z_{12}} + ev\alpha_{t2} = \frac{2 \cdot \tan 20^\circ (0,7 + 0,299)}{20 + 26} + ev21,8802^\circ \quad (6.2.4)$$

$$ev\alpha_{tw2} = 0,0158 + 0,01977 = 0,0356 \rightarrow \alpha_{tw2} = 26,4^\circ$$



Slika 6.5. Zahvat zupčastog para z_{21} - z_{22}

Promjer kinamatske kružnice:

$$d_{w21} = d_{21} \frac{\cos \alpha_{t2}}{\cos \alpha_{tw2}} = 77,236 \cdot \frac{\cos 21,8802^\circ}{\cos 26,4^\circ} = 80,017 \text{ mm} \quad (6.2.5)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a21} = d_{21} + 2m_{n2} + 2x_{21}m_{n2} = 77,236 + 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,7 \cdot 3,5 = 89,136 \text{ mm} \quad (6.2.6)$$

Podnožni promjer:

$$d_{f21} = d_{21} - 2m_{n2} - 2c + 2x_{21}m_{n2}, \quad c = 0,25 \cdot m_{n2} \quad (6.2.7)$$

$$d_{f21} = 77,236 - 2 \cdot 3,5 - 2 \cdot 0,25 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,7 \cdot 3,5 = 73,386 \text{ mm}$$

Promjer temeljne kružnice:

$$d_{b21} = d_{w21} \cos \alpha_{tw2} = 80,017 \cdot \cos 26,4^\circ = 71,672 \text{ mm} \quad (6.2.8)$$

Zupčanik z₂₂

Diobeni promjer

$$d_{22} = z_{22} \frac{m_{n2}}{\cos \beta} = 26 \cdot \frac{3,5}{\cos 25^\circ} = 100,407 \text{ mm} \quad (6.2.9)$$

Promjer kinamatske kružnice:

$$d_{w22} = d_{22} \frac{\cos \alpha_{t2}}{\cos \alpha_{nw2}} = 100,407 \cdot \frac{\cos 21,8802^\circ}{\cos 26,4^\circ} = 104,023 \text{ mm} \quad (6.2.10)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a22} = d_{22} + 2m_{n2} + 2x_{22}m_{n2} = 100,407 + 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,299 \cdot 3,5 = 109,50 \text{ mm} \quad (6.2.11)$$

Podnožni promjer:

$$d_{f22} = d_{22} - 2m_{n2} - 2c + 2x_{22}m_{n2}, \quad c = 0,25 \cdot m_{n2} \quad (6.2.12)$$

$$d_{f22} = 100,407 - 2 \cdot 3,5 - 2 \cdot 0,25 \cdot 3,5 + 2 \cdot 0,299 \cdot 3,5 = 93,750 \text{ mm}$$

Promjer temeljne kružnice:

$$d_{b22} = d_{w22} \cos \alpha_{wt2} = 104,023 \cdot \cos 26,4^\circ = 93,175 \text{ mm} \quad (6.2.13)$$

U tablici 10. dane su dimenzije zupčanika druge brzine.

Tablica 6.2. Parametri zupčanika z_{21} i z_{22}

	z_{21}	z_{22}
modul, m_{n2}	3,5 mm	3,5
kut nagiba boka zuba, β_2	25°	25°
širina boka zuba, b	34	32
pogonski kut zahvatne crte, α_{tw2}	26,4°	26,4°
pomak profila, x	0,7	0,299
diobeni promjer, d	77,236 mm	100,407 mm
promjer kinematske kružnice, d_w	80,017 mm	104,023 mm
tjemeni promjer, d_a	89,136 mm	109,6 mm
podnožni promjer, d_f	73,386 mm	93,750 mm
promjer temeljne kružnice, d_b	71,672 mm	93,175 mm

Zupčanički par z_{11} - z_{12}

Čeoni modul:

$$m_{12} = \frac{m_{n2}}{\cos \beta_2} = \frac{3,5}{\cos 25^\circ} = 3,86 \text{ mm} \quad (6.2.14)$$

Razmak osi (računski):

$$a_{r,2} = \frac{d_{21} + d_{22}}{2} = \frac{77,236 + 100,407}{2} = 88,815 \text{ mm} \quad (6.2.15)$$

Razmak osi:

$$a_2 = \frac{d_{w21} + d_{w22}}{2} = \frac{80,017 + 104,023}{2} = 92,020 \text{ mm} \quad (6.2.16)$$

Postojeća tjemena zračnost:

$$c_2 = a_2 - \frac{d_{a21} + d_{f22}}{2} = 92,020 - \frac{89,136 + 93,750}{2} = 0,57 \text{ mm} \quad (6.2.17)$$

Najmanja dopuštena zračnost:

$$c_{\min} = 0,25m_{n2} = 0,25 \cdot 3,5 = 0,875 \text{ mm} \quad (6.2.18)$$

Skraćenje glave:

$$\begin{aligned} km_{n2} &= a_{r2} + m_{n2}(x_{21} + x_{22}) - a_2 = \\ &= 88,815 + 3,5 \cdot (0,7 + 0,299) - 92,020 \end{aligned} \quad (6.2.19)$$

$$km_{n1} = 0,2915 \text{ mm}$$

Tjemeni promjeri zupčanika z_{11} i z_{12} nakon skraćanja glave:

$$d_{ak21} = d_{a21} - 2km_{n2} = 89,136 - 2 \cdot 0,2915 = 88,553 \text{ mm} \quad (6.2.20)$$

$$d_{ak22} = d_{a22} - 2km_{n2} = 108,917 - 2 \cdot 0,2915 = 108,334 \text{ mm} \quad (6.2.21)$$

Stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \varepsilon_{12} + \varepsilon_{22} - \varepsilon_{a2} \quad (6.2.22)$$

$$\varepsilon_{21} = \frac{\sqrt{r_{ak21}^2 - r_{b21}^2}}{\pi m_{12} \cos(\alpha_{11})} = \frac{\sqrt{44,276^2 - 35,836^2}}{\pi \cdot 3,862 \cos(21,8802)} = 2,309 \approx 2,31 \quad (6.2.23)$$

$$\varepsilon_{22} = \frac{\sqrt{r_{ak22}^2 - r_{b22}^2}}{\pi m_{11} \cos(\alpha_{11})} = \frac{\sqrt{54,167^2 - 46,588^2}}{\pi \cdot 3,862 \cos(21,8802)} = 2,454 \quad (6.2.24)$$

$$\varepsilon_{a2} = \frac{a \sin(\alpha_{tw2})}{\pi m_{12} \cos(\alpha_{12})} = \frac{92,020 \cdot \sin(26,4)}{\pi \cdot 3,862 \cos(21,8802)} = 3,634 \quad (6.2.25)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \varepsilon_{21} + \varepsilon_{22} - \varepsilon_{a2} = 2,31 + 2,454 - 3,634 = 1,13 \quad (6.2.26)$$

Stupanj prekrivanja bočne linije:

$$\varepsilon_{\beta 2} = \frac{b_{22} \sin(\beta_2)}{\pi m_{n2}} = \frac{32 \cdot \sin(25^\circ)}{\pi \cdot 3,5} = 1,229 \approx 1,23 \quad (6.2.27)$$

Ukupan stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_{uk2} = \varepsilon_{\alpha 2} + \varepsilon_{\beta 2} = 1,13 + 1,23 = 2,36 \quad (6.2.28)$$

Ulazni moment zupčanika z_{21} :

$$T_{em} = 360 \text{ Nm} \quad (6.2.29)$$

Maksimalni broj okretaja:

$$n_{em,maks} = n_1 = 5600 \text{ min}^{-1} \quad (6.2.30)$$

Maksimalna snaga elektromotra:

$$P_{em,maks} = T_{em} \cdot \omega_{em,maks} = T_{em} \cdot \frac{2\pi \cdot n_{em,maks}}{60} = 360 \cdot \frac{2\pi \cdot 5600}{600} = 211123 \text{ W} = 211,1 \text{ kW} \quad (6.2.31)$$

Obodna sila na diobenom cilindru:

$$F_{t1} = K_V \cdot K_A \cdot \left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot T_{em}}{d_{11}} \right) \quad (6.2.32)$$

K_V – faktor unutrašnjih dinamičkih sila

K_A – faktor dodatnih dinamički opterećenja

6.2.3.12. Odabir faktora unutrašnjih dinamičkih sila K_V i faktora dodatnih dinamičkih opterećenja K_A , prema ISO 6336-1:

-krutost helikoidnih zubiju:

$$c_{\gamma\alpha} = 18,7 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.2.33)$$

$$c' = 13,1 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.2.34)$$

-provjera rezonancije prilikom vrtnje zupčastog para

$$m_{21} = 1,06 \text{ kg} \quad (6.2.35)$$

$$m_{22} = 1,85 \text{ kg} \quad (6.2.36)$$

m_{21} – masa zupčanika z_{21}

m_{22} – masa zupčanika z_{22}

-reducirana masa zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$m_{red2} = \frac{m_{21} \cdot m_{22}}{m_{21} + m_{22}} = \frac{1,06 \cdot 1,85}{2,91} = 0,674 \text{ kg} \quad (6.2.37)$$

-kritični broj okretaja zupčastog para:

$$n_{E2} = \frac{30000}{\pi \cdot z_{21}} \cdot \sqrt{\frac{c_{\gamma\alpha}}{m_{red2}}} = \frac{30000}{\pi \cdot 20} \sqrt{\frac{18,7}{0,674}} = 2514,96 \text{ min}^{-1} \quad (6.2.38)$$

-određivanje područja rada zupčanika obzirom na kritični broj okretaja zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$N = \frac{n_1}{n_{E2}} = \frac{5600}{2514,96} = 2,226 \geq 1, \rightarrow \text{nadkritično područje} \quad (6.2.39)$$

-faktor vanjskih dinamičkih opterećenja K_A , odabran prema ISO 6336

$$K_A = 1,6 \quad (6.2.40)$$

-obodna sila na diobenom promjeru zupčanika z_{11} bez faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V :

$$F_{t2,bez K_V} = K_A \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot T_{em}}{d_{21}} = 1,6 \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot 360}{77,236} = 14915,32 \approx 14915 \text{ N} \quad (6.2.41)$$

-obodna sila na diobenom promjeru bez K_V na širinu zupčanika z_{21} :

$$F_{t1,b21,bez K_V} = \frac{F_{t2,bez K_V}}{b_{21}} = \frac{14915}{34} = 438,67 \text{ N/mm} \quad (6.2.42)$$

-izračun faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V prema ISO 6336-1:

$$\varepsilon_\gamma = 2,5 \quad (6.2.43)$$

$$f_{pb,eff} = 19,5 \quad (6.2.44)$$

$$f_{f\alpha,eff} = 19,5 \quad (6.2.45)$$

$$C_{V5} = 0,47 \quad (6.2.46)$$

$$C_{V6} = \frac{0,12}{\varepsilon_\gamma - 1,74} = \frac{0,12}{2,5 - 1,74} = 0,158 \quad (6.2.47)$$

$$C_{V7} = 0,125 \sin[\pi(\varepsilon_\gamma - 2)] + 0,875 = 0,125 \sin[\pi(2,5 - 2)] + 0,875 = 0,878 \quad (6.2.48)$$

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pb,eff}}{F_{t1,b11,bez K_V}} = \frac{13,1 \cdot 19,5}{438,67} = 0,58 \quad (6.2.49)$$

$$B_f = \frac{c' \cdot f_{f\alpha,eff}}{F_{t1,b11,bez K_V}} = \frac{13,1 \cdot 19,5}{438,67} = 0,58 \quad (6.2.50)$$

$$K_{V2} = C_{V5} \cdot B_p + C_{V6} \cdot B_f + C_{V7} = 0,47 \cdot 0,58 + 0,158 \cdot 0,58 + 0,878 = 1,242 \quad (6.2.51)$$

Uvrštavanjem faktora K_V i K_A dobivamo iznos obodne sile na diobenom promjeru zupčanika z_{11} :

$$F_{t2} = K_{V2} \cdot K_A \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot T_{em}}{d_{21}} = 1,242 \cdot 1,6 \cdot \frac{2000 \cdot 360}{77,236} = 18524,83 \approx 18525 \text{ N} \quad (6.2.52)$$

6.2.3.13. Izračun faktora oblika Y_f , prema ISO 6336-3:

Obzirom da su zupčanici transmisije opterećeni visokim iznosim momenta odabran je profil zubiju A prema ISO 53:

Geometrija profila zuba:

- $h_{ap} = 1 \cdot m_{n2} = 1 \cdot 3,5 = 3,5 \text{ mm}$
- $c_p = 0,25m_{n2} = 0,25 \cdot 3,5 = 0,875 \text{ mm}$
- $h_{fp} = 1,25m_{n2} = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$
- $\rho_{fp} = 0,38m_{n2} = 0,38 \cdot 3,5 = 1,33 \text{ mm}$

-fiktivni broj zubiju zupčanika z_{21} i z_{22} :

$$z_{n21} = \frac{z_{21}}{\cos^3(\beta_2)} = \frac{20}{\cos^3(25^\circ)} = 26,86 \approx 27 \quad (6.2.53)$$

$$z_{n22} = \frac{z_{22}}{\cos^3(\beta_2)} = \frac{26}{\cos^2(25^\circ)} = 34,92 \approx 35 \quad (6.2.54)$$

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_{n2} - h_{fp} \cdot \tan(\alpha_{n2}) - (1 - \sin(\alpha_{n2})) \cdot \frac{\rho_{fp}}{\cos(\alpha_{n2})} \quad (6.2.55)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot 3,5 - 4,375 \cdot \tan(20^\circ) - (1 - \sin(20^\circ)) \cdot \frac{1,33}{\cos(20^\circ)} = 0,2252$$

$$G_{21} = \frac{\rho_{fp}}{m_{n2}} - \frac{h_{fp}}{m_{n2}} + x_{21} = \frac{1,33}{3,5} - \frac{4,375}{3,5} + 0,7 = -0,17 \quad (6.2.56)$$

$$G_{22} = \frac{\rho_{fp}}{m_{n2}} - \frac{h_{fp}}{m_{n2}} + x_{22} = \frac{1,33}{3,5} - \frac{4,375}{3,5} + 0,299 = -0,571 \quad (6.2.57)$$

$$H_{21} = \frac{2}{z_{n21}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{n2}} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{27} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,2252}{3,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,936 \quad (6.2.58)$$

$$H_{22} = \frac{2}{z_{n22}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{n2}} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{35} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,2252}{3,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,961 \quad (6.2.59)$$

-fi za vanjsko ozubljenje, dobiven iterativnim postupkom, prema ISO 6336-3

$$\theta_{21} = \frac{\pi}{3} \quad (6.2.60)$$

$$\theta_{21} = \frac{2 \cdot G_{21}}{z_{n21}} \cdot \tan(\theta_{21}) - H_{21} = \frac{-2 \cdot 0,17}{27} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,936 = 0,9185 \quad (6.2.61)$$

$$\theta_{12} = \frac{\pi}{3} \quad (6.2.62)$$

$$\theta_{22} = \frac{2 \cdot G_{22}}{z_{n22}} \cdot \tan(\theta_{22}) - H_{22} = \frac{-2 \cdot 0,571}{35} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,961 = 0,9182 \quad (6.2.63)$$

-izračun debljine zuba pri korijenu u smjeru normale, prema ISO 6336-3

$$\frac{s_{Fn21}}{m_{n1}} = z_{n21} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) + \sqrt{3} \left[\frac{G_{21}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{fp}}{m_{n2}} \right] \quad (6.2.64)$$

$$= 27 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) + \sqrt{3} \left[\frac{-0,17}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right] = 2,305$$

$$\frac{s_{Fn22}}{m_{n2}} = z_{n22} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) + \sqrt{3} \left[\frac{G_{22}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{fp}}{m_{n1}} \right] \quad (6.2.65)$$

$$= 25 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) + \sqrt{3} \left[\frac{-0,571}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right] = 2,207$$

-izračun radijusa korijena zuba ρ_F

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{F21}}{m_{n2}} &= \frac{\rho_{fP}}{m_{n2}} + \frac{2G_{21}^2}{\cos(\phi) \cdot (z_{n21} \cos^2(\phi) - 2G_{21})} \\ &= \frac{1,33}{3,5} + \frac{2 \cdot (-0,17)^2}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot (27 \cos^2\left(\frac{\pi}{3}\right) + 2 \cdot 0,17)} = 0,389 \end{aligned} \quad (6.2.66)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{F22}}{m_{n2}} &= \frac{\rho_{fP}}{m_{n2}} + \frac{2G_{22}^2}{\cos(\phi) \cdot (z_{n22} \cos^2(\phi) - 2G_{22})} \\ &= \frac{1,33}{3,5} + \frac{2 \cdot (-0,571)^2}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot (35 \cos^2\left(\frac{\pi}{3}\right) + 2 \cdot 0,571)} = 0,456 \end{aligned} \quad (6.2.67)$$

-izračun kraka savijanja zuba h_{Fe}

$$\varepsilon_{an2} = \frac{\varepsilon_{\alpha 2}}{\cos^2(\beta_{b2})} = \frac{1,13}{\cos^2(23,39)} = 1,34 \quad (6.2.68)$$

$$d_{n21} = m_{n2} \cdot z_{n21} = 3,5 \cdot 27 = 94,5 \text{ mm} \quad (6.2.69)$$

$$d_{n22} = m_{n2} \cdot z_{n22} = 3,5 \cdot 35 = 122,5 \text{ mm} \quad (6.2.70)$$

$$p_{bn21} = \pi \cdot m_{n2} \cdot \cos(\alpha_{n2}) = \pi \cdot 3,5 \cdot \cos(20^\circ) = 10,33 \text{ mm} \quad (6.2.71)$$

$$d_{bn21} = d_{n21} \cdot \cos(\alpha_{n1}) = 94,5 \cdot \cos(20^\circ) = 88,800 \text{ mm} \quad (6.2.72)$$

$$d_{bn22} = d_{n22} \cdot \cos(\alpha_{n2}) = 122,5 \cdot \cos(20^\circ) = 115,11 \text{ mm} \quad (6.2.73)$$

$$d_{an21} = d_{n21} + d_{ak21} - d_{21} = 94,5 + 88,553 - 77,236 = 105,817 \text{ mm} \quad (6.2.74)$$

$$d_{an22} = d_{n22} + d_{ak22} - d_{22} = 122,5 + 108,334 - 100,407 = 130,427 \text{ mm} \quad (6.2.75)$$

$$\begin{aligned} d_{en21} &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an21}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn21}}{2}\right)^2} - \frac{\pi \cdot d_{21} \cdot \cos(\beta_2)}{z_{21}} (\varepsilon_{an2} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn21}}{2}\right)^2} = \\ &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{105,817}{2}\right)^2 - \left(\frac{88,8}{2}\right)^2} - \frac{\pi \cdot 77,236 \cdot \cos(25^\circ)}{20} \cdot (1,34 - 1) \right]^2 + \left(\frac{88,8}{2}\right)^2} = \\ &= 101,944 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.2.76)$$

$$\begin{aligned} d_{en22} &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an22}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn22}}{2}\right)^2} - \frac{\pi \cdot d_{22} \cdot \cos(\beta_2)}{z_{22}} (\varepsilon_{an2} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn22}}{2}\right)^2} = \\ &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{130,427}{2}\right)^2 - \left(\frac{115,11}{2}\right)^2} - \frac{\pi \cdot 100,41 \cdot \cos(25^\circ)}{26} \cdot (1,34 - 1) \right]^2 + \left(\frac{115,11}{2}\right)^2} = \\ &= 127,083 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.2.77)$$

$$\alpha_{en21} = \arccos\left(\frac{d_{bn21}}{d_{en21}}\right) = \arccos\left(\frac{88,8}{101,944}\right) = 29,417^\circ \quad (6.2.78)$$

$$\alpha_{en22} = \arccos\left(\frac{d_{bn22}}{d_{en22}}\right) = \arccos\left(\frac{115,11}{127,083}\right) = 25,071^\circ \quad (6.2.79)$$

$$\text{inv}(\alpha_{n2}) = \text{inv}(20^\circ) = 0,014904 \quad (6.2.80)$$

$$\text{inv}(\alpha_{en21}) = \text{inv}(29,417^\circ) = 0,05044 \quad (6.2.81)$$

$$\text{inv}(\alpha_{en22}) = \text{inv}(25,071^\circ) = 0,03004 \quad (6.2.82)$$

$$\begin{aligned} \gamma_{e21} &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_{n1})x_{21}}{z_{n21}} + \text{inv}(\alpha_{n2}) - \text{inv}(\alpha_{en21}) \\ &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(20^\circ) \cdot 0,7}{27} + 0,014904 - 0,05044 \\ &= 0,0415^\circ \end{aligned} \quad (6.2.83)$$

$$\begin{aligned} \gamma_{e22} &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_{n2})x_{22}}{z_{n22}} + \text{inv}(\alpha_{n2}) - \text{inv}(\alpha_{en22}) \\ &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(20^\circ) \cdot 0,299}{35} + 0,014904 - 0,03004 \\ &= 0,036^\circ \end{aligned} \quad (6.2.84)$$

$$\alpha_{Fen21} = \alpha_{en21} - \gamma_{e21} = 29,417^\circ - 0,0415^\circ = 29,376^\circ \quad (6.2.85)$$

$$\alpha_{Fen22} = \alpha_{en22} - \gamma_{e22} = 25,071^\circ - 0,036^\circ = 24,981^\circ \quad (6.2.86)$$

$$\begin{aligned} \frac{h_{Fe21}}{m_{n2}} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_{e21}) - \sin(\gamma_{e21}) \cdot \tan(\alpha_{Fen21})) \frac{d_{en21}}{m_{n2}} - z_{n21} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) - \left(\frac{G_{21}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{JP}}{m_{n2}} \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,0415^\circ) - \sin(0,0415^\circ) \cdot \tan(29,376^\circ)) \cdot \frac{101,944}{3,5} - \right. \\ &\quad \left. -27 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) - \left(\frac{-0,17}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} [29,127 - 27 + 0,72] = 1,424 \end{aligned} \quad (6.2.87)$$

$$\begin{aligned} \frac{h_{Fe22}}{m_{n2}} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_{e22}) - \sin(\gamma_{e22}) \cdot \tan(\alpha_{Fen22})) \frac{d_{en22}}{m_{n2}} - z_{n22} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) - \left(\frac{G_{22}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{jP}}{m_{n2}} \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,036^\circ) - \sin(0,036^\circ) \cdot \tan(25,017^\circ)) \cdot \frac{127,083}{3,5} - \right. \\ &\quad \left. -35 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) - \left(\frac{-0,571}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,33}{3,5} \right) \right] = \quad (6.2.88) \\ &= \frac{1}{2} [36,44 - 35 + 1,522] = 1,481 \end{aligned}$$

-izračun faktora oblika Y_F zupčanika z_{11} i z_{12} dobivamo uvrštavanjem jednadžbi 6.2.85, 6.2.86, 6.2.87, 6.2.88 u jednadžbe 6.2.89 i 6.2.90.

$$Y_{F21} = \frac{\frac{6h_{Fe21} \cdot \cos(\alpha_{Fen21})}{m_{n2}}}{\left(\frac{s_{Fn21}}{m_{n2}} \right)^2 \cdot \cos(\alpha_{n2})} = \frac{6 \cdot 1,424 \cdot \cos(29,376^\circ)}{2,305^2 \cdot \cos(20)} = 1,491 \quad (6.2.89)$$

$$Y_{F22} = \frac{\frac{6h_{Fe22} \cdot \cos(\alpha_{Fen22})}{m_{n2}}}{\left(\frac{s_{Fn22}}{m_{n2}} \right)^2 \cdot \cos(\alpha_{n2})} = \frac{6 \cdot 1,481 \cdot \cos(25,017^\circ)}{2,207^2 \cdot \cos(20)} = 1,759 \approx 1,76 \quad (6.2.90)$$

6.2.3.14. Izračun faktora korekcije naprezanja Y_s , prema ISO 6336-3:

$$q_{s21} = \frac{s_{Fn21}}{2\rho_{F21}} = \frac{2,305}{2 \cdot 0,389} = 2,963 \quad (6.2.91)$$

$$q_{s22} = \frac{s_{Fn22}}{2\rho_{F22}} = \frac{2,207}{2 \cdot 0,456} = 2,4199 \approx 2,42 \quad (6.2.92)$$

$$L_{21} = \frac{s_{Fn21}}{h_{Fe21}} = \frac{2,305}{1,39} = 1,658 \approx 1,66 \quad (6.2.93)$$

$$L_{22} = \frac{s_{Fn22}}{h_{Fe22}} = \frac{2,207}{1,35} = 1,635 \quad (6.2.94)$$

$$Y_{S21} = (1,2 + 0,13L_{21})q_{s21} \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{21}}} \right] = (1,2 + 0,13 \cdot 1,66) \cdot 2,963 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,66}} \right] = 2,15 \quad (6.2.95)$$

$$Y_{S22} = (1,2 + 0,13L_{22})q_{s22} \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{22}}} \right] = (1,2 + 0,13 \cdot 1,635) \cdot 2,42 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,635}} \right] = 1,98 \quad (6.2.96)$$

6.2.3.15. Izračun faktora nagiba boka zuba, Y_β , prema ISO 6336-3

$$Y_{\beta 2} = 1 - \frac{\beta_2}{120^\circ} = 1 - \frac{25^\circ}{120^\circ} = 0,792 \quad (6.2.97)$$

6.2.3.16. Faktor debljine oboda ozubljenja, Y_{B2} prema ISO 6336-3

-faktor debljine oboda ozubljenja odabran:

$$Y_{B2} = 1 \quad (6.2.98)$$

6.2.3.17. Faktor dubine zuba, Y_{DT1} , prema ISO 6336-3

-faktor dubine zuba odabran:

$$Y_{DT2} = 1 \quad (6.2.99)$$

6.2.3.18. Izračun faktora raspodjele opterećenja za naprezanje u korijenu zuba i kontaktno naprezanje, K_{Fa2} i K_{Ha2} , prema ISO 6336-1

$$v_2 = \frac{P_{em,maks}}{F_{t2}} = \frac{211123}{18525} = 11,34 \text{ m/s} \quad (6.2.100)$$

$$y_\beta = 6 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.2.101)$$

$$x_\beta = 0,85 \quad (6.2.102)$$

$$F_{\beta x} = 40 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.2.103)$$

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot x_\beta = 40 \cdot 0,85 = 34 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.2.104)$$

$$c_{\gamma\beta} = 0,85 \cdot c_{\gamma\alpha} = 0,85 \cdot 18,7 = 15,89 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.2.105)$$

$$F_m = F_{t2} = 18525 \text{ N} \quad (6.2.106)$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{21}}} = \frac{34 \cdot 15,89}{2 \cdot \frac{18525}{34}} = 0,495 < 1 \quad (6.2.107)$$

Prema ISO 6336-1, ako je $\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{21}}} < 1$

Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube, $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta 2} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{21}}} = 1 + 0,495 = 1,495 \quad (6.2.108)$$

$$h_{21} = \frac{d_{ak21}}{2} - \frac{d_{b21}}{2} = \frac{88,553}{2} - \frac{71,672}{2} = 8,44 \text{ mm} \quad (6.2.109)$$

$$N_{f21} = \frac{1}{1 + \frac{h_{21}}{b_{21}} + \left(\frac{h_{21}}{b_{21}}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{8,44}{34} + \left(\frac{8,44}{34}\right)^2} = 0,763 \quad (6.2.110)$$

$$K_{F\beta 2} = (K_{H\beta 2})^{N_F} = 1,495^{0,763} = 1,359 \approx 1,36 \quad (6.2.111)$$

$$y_\alpha = 3 \quad (6.2.112)$$

$$f_{pb} = 40 \quad (6.2.113)$$

$$\varepsilon_\gamma = 2,5, \text{ za helikoidno ozubljenje prema ISO 6336-1} \quad (6.2.114)$$

$$F_{th2} = F_{t2} \cdot K_{H\beta 2} = 18525 \cdot 1,495 = 27694,87 \approx 27695 \text{ N} \quad (6.2.115)$$

$$c_{\gamma\alpha} = 18,7 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.2.116)$$

$$\begin{aligned} K_{H\alpha 2} = K_{F\alpha 2} &= 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \cdot \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{th2} / b_{21}}} \\ &= 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5} \cdot \frac{18,7 \cdot (40 - 3)}{27695 / 34}} = 1,27 \end{aligned} \quad (6.2.117)$$

Naprezanje na savijanje u korijenu zuba iznosi (u jednadžbu su uvrštene vrijednosti dobivene iz jednadžbi 6.2.52, 6.2.89, 6.2.95, 6.2.97, 6.2.111, 6.2.117)

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{F_{t2}}{b_{21} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{F21} \cdot Y_{S21} \cdot Y_{\beta 2} \cdot Y_{DT2} \cdot K_{F\alpha 2} \cdot K_{F\beta 2} \\ &= \frac{18525}{34 \cdot 3,5} \cdot 1,491 \cdot 2,15 \cdot 0,792 \cdot 1 \cdot 1,27 \cdot 1,36 = 682,65 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.2.118)$$

6.2.3.19. Izračun dopuštenog naprezanja na svijanje, prema ISO 6336-1, 6336-2

Faktor korekcije naprezanja, Y_{ST}

$$Y_{ST} = 2 \quad (6.2.119)$$

Faktor vijeka trajanja, Y_{NT}

broj ciklusa opterećenja:

$$N_L = 10^6 \quad (6.2.120)$$

prema ISO 6336-3 očitana je vrijednost

$$Y_{NT2} = 1,17$$

Faktor osjetljivosti zarezno djelovanja, $Y_{\delta retT}$

$$\rho' = 0,003 \text{ mm} \quad (6.2.121)$$

$$x_p^* = \frac{1}{5} \quad (6.2.122)$$

$$q_S = s_{Fn11} / \rho_{F11} = 2,23 / 0,388 = 5,75 \quad (6.2.123)$$

$$q_{ST} = 2,5 \quad (6.2.124)$$

$$X^* = x_p^* \cdot (1 + 2q_S) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 5,75) = 2,5 \quad (6.2.125)$$

$$X_T^* = x_p^* \cdot (1 + 2q_{ST}) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 2,5) = 1,2 \quad (6.2.126)$$

$$Y_{\delta rel T} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot X^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot X_T^*}} = \frac{1 + \sqrt{0,003 \cdot 2,5}}{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,2}} = 1,025 \quad (6.2.127)$$

Faktor hrapavosti površine, $Y_{Rrel T}$, prema ISO 6336-3

$$R_z = 10 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.2.128)$$

$$Y_{Rrel T} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1} = 1,674 - 0,59 \cdot (10 + 1)^{0,1} = 0,924 \quad (6.2.129)$$

Faktor veličine, Y_X , prema ISO 6336-3

$$Y_X = 1 \quad (6.2.130)$$

Odabran je materijal zupčanika, prema podacima iz programskog paketa:

Čelik AGMA 2001-C95

$$\begin{aligned} \sigma_{F \lim 2} &= 515 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{H \lim 2} &= 1895 \text{ N/mm}^2 \\ R_{m2} &= 1035 \text{ N/mm}^2 \\ R_{p2} &= 887 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.2.131)$$

Dopušteno naprezanje na savijanje u korijenu zuba iznosi:

$$S_{F \min} = 1,3 \rightarrow \text{prema [7]} \quad (6.2.132)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{Rrel T} \cdot Y_X}{S_{F \min}} = \\ &= \frac{515 \cdot 2 \cdot 1,17}{1,3} \cdot 1,025 \cdot 0,924 \cdot 1 = 877,96 \text{ N/mm}^2 \approx 878 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.2.133)$$

$$\sigma_{FP2} = 878 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{F2} = 682,65 \text{ N/mm}^2 \quad (6.2.134)$$

Odabrani materijal zadovoljava dopušteno naprezanje u korijenu zuba!

6.2.4. Kontrola u odnosu na dozvoljenu čvrstoću boka zupčastog para z_{21} - z_{22}

Prijenosni odnos zupčastog para z_{21} - z_{22} :

$$u_2 = \frac{z_{22}}{z_{21}} = \frac{26}{20} = 1,3 \quad (6.2.135)$$

Kut nagiba boka zuba na temeljnoj kružnici, β_{b1} :

$$\cos(\beta_{b2}) = \frac{\sin(\alpha_{n2})}{\sin(\alpha_{t2})} = \frac{\sin(20^\circ)}{\sin(21,8802^\circ)} = 0,9177 \rightarrow \beta_{b2} = 23,398^\circ \quad (6.2.136)$$

6.2.4.1. Faktor oblika boka Z_h , prema ISO 6336-2

$$Z_{h2} = \sqrt{\frac{2 \cos(\beta_{b2}) \cos(\alpha_{wt2})}{\cos^2(\alpha_{t2}) \sin(\alpha_{wt2})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(23,398^\circ) \cdot \cos(26,4^\circ)}{\cos^2(21,88^\circ) \cdot \sin(26,4^\circ)}} = 2,072 \quad (6.2.137)$$

6.2.4.2. Faktor prekrivanja boka zuba $Z_{\epsilon 1}$

obzirom da je $\epsilon_{\beta 2} = 1,23 > 1$, prema ISO 6336-2

$$Z_{\epsilon 2} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha 2}}} = \sqrt{\frac{1}{1,13}} = 0,94 \quad (6.2.138)$$

6.2.4.3. Faktor elastičnosti materijala, Z_E

Budući da su pogonski zupčanik z_{21} i gonjeni zupčanik z_{22} od čelika AGMA-2001, C95, faktor elastičnosti materijala očitani su iz tablice prema ISO 6336-2:

$$Z_{E2} = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2} \quad (6.2.139)$$

6.2.4.4. Faktor nagiba boka zuba, $Z_{\beta 1}$

$$Z_{\beta 2} = \sqrt{\cos(\beta_2)} = \sqrt{\cos(25^\circ)} = 0,95 \quad (6.2.140)$$

6.2.4.5. Faktor vijeka trajanja, Z_{NT2}

broj ciklusa opterećenja:

$$N_L = 10^6$$

prema ISO 6336-2 očitana je vrijednost

$$Z_{NT2} = 1.35 \quad (6.2.141)$$

6.2.4.6. Faktor kontakta zupčastog para z_{11} - z_{12} , Z_{B2}

prema ISO 6336-2

$$Z_{B2} = 1 \quad (6.2.142)$$

Kontaktno naprezanje boka zuba iznosi (u jednadžbu su uvrštene vrijednosti dobivene iz jednadžbi 6.2.1, 6.2.52, 6.2.135, 6.2.117, 6.2.108, 6.2.139, 6.2.137, 6.6.138 i 6.2.142):

$$\sigma_{H2} = \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_{21} \cdot d_{21}} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_{H\alpha 2} K_{H\beta 2} \cdot Z_{E2} \cdot Z_{h2} \cdot Z_{\epsilon 2} \cdot Z_{B2}}$$

$$= \sqrt{\frac{18525}{34 \cdot 77,236} \cdot \frac{1,3+1}{1,3} \cdot 1,27 \cdot 1,36 \cdot 189,8 \cdot 2,072 \cdot 0,94 \cdot 1} = 1717,26 \text{ N/mm}^2 \quad (6.2.143)$$

$$\sigma_{H2} \approx 1717 \text{ N/mm}^2$$

6.2.4.7. Faktor podmazivanja, Z_{L2}

Prema ISO 6336-2

$$\sigma_{H\text{lim}2} = 1895 \text{ N/mm}^2 > 1200 \text{ N/mm}^2$$

$$C_{ZL} = 0,91 \quad (6.2.144)$$

odabran je, prema tablici 3. ISO 6336-2, nominalni viskozitet ulja pri 50°C

$$\nu_{50} = 180 \text{ mm}^2 / \text{s} \quad (6.2.145)$$

viskozni parametar ν_{f1}

$$\nu_{f2} = \frac{1}{(1,2 + 80 / \nu_{50})^2} = \frac{1}{(1,2 + 80 / 180)^2} = 0,369 \quad (6.2.146)$$

$$Z_{L2} = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL})\nu_{f1} = 0,91 + 4(1 - 0,91) \cdot 0,369 = 1,042 \quad (6.2.147)$$

6.2.4.8. Faktor brzine, Z_{V2}

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02 = 0,91 + 0,02 = 0,93 \quad (6.2.148)$$

$$Z_{V2} = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_1}}} = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{11,34}}} = 1,004 \quad (6.2.149)$$

6.2.4.9. Faktor hrapavosti površine, Z_{R2}

Očitano iz ISO 6336-2, hrapavost površine $R_z=10 \mu\text{m}$:

$$Z_{R2} = 0,9 \quad (6.2.150)$$

6.2.4.10. Faktor otvrdnuća površine boka zuba, Z_{W2}

Prema preporuci ISO 6336-2:

$$Z_{W2} = 1 \quad (6.2.151)$$

6.2.4.11. Faktor veličine, Z_{X2}

Prema preporuci ISO 6336-2:

$$Z_{X2} = 1 \quad (6.2.152)$$

Dopušteno naprezanje boka zuba iznosi:

$$S_{H\min} = 1,1 \rightarrow \text{prema [7]} \quad (6.2.153)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim2} \cdot Z_{NT2}}{S_{H\min}} Z_{L2} Z_{V2} Z_{R2} Z_{W2} Z_{X2} = \frac{1895 \cdot 1,35}{1,1} \cdot 1,042 \cdot 1,004 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (6.2.154)$$

$$\sigma_{HP2} = 2408,72 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{HP2} = 2408,72 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{H2} = 1717,26 \text{ N/mm}^2 \quad (6.2.155)$$

Odabrani materijal zadovoljava dopušteno naprezanje boka zuba!

Proračun dimenzija izlaznog para zupčanika:

Zupčanik z_{31}

Diobeni promjer

$$d_{31} = z_{31} \frac{m_{n3}}{\cos \beta} = 13 \cdot \frac{4,5}{\cos 22^\circ} = 63,094 \text{ mm} \quad (6.3.1)$$

Čelni kut zahvatne crte

$$\tan \alpha_{t3} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_3} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 22^\circ} = 0,3925 \rightarrow \alpha_{t3} = 21,4327^\circ \quad (6.3.2)$$

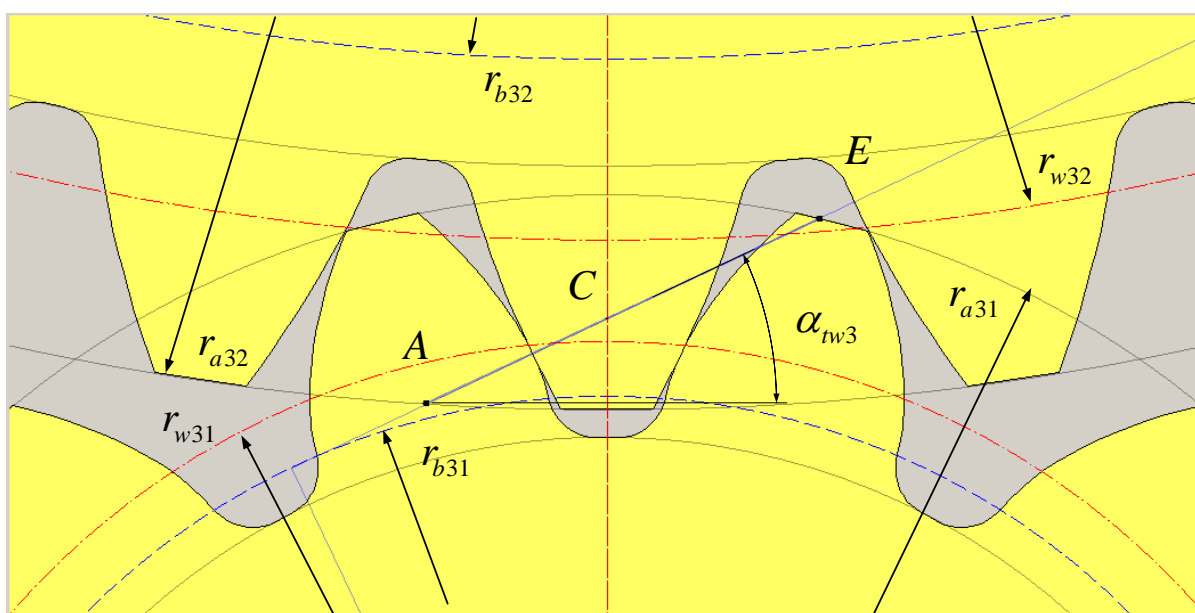
Kut nagiba boka na temeljnoj kružnici:

$$\tan \beta_{b3} = \tan \beta_3 \cos \alpha_{t3} = \tan 22^\circ \cdot \cos 21,4327^\circ = 0,3761 \rightarrow \beta_{b3} = 20,611^\circ \quad (6.3.3)$$

Pogonski kut zahvatne crte:

$$ev\alpha_{tw3} = \frac{2 \tan \alpha_n (x_{31} + x_{32})}{z_{31} + z_{32}} + ev\alpha_{t3} = \frac{2 \cdot \tan 20^\circ (0,4 + 0,5941)}{13 + 43} + ev21,4327^\circ \quad (6.3.4)$$

$$ev\alpha_{tw3} = 0,012922 + 0,016365 = 0,029287 \rightarrow \alpha_{tw3} = 24,817^\circ$$



Slika 6.6. Zahvat zupčastog para z_{31} - z_{32}

Promjer kinamatske kružnice:

$$d_{w31} = d_{31} \frac{\cos \alpha_{t3}}{\cos \alpha_{tw3}} = 63,094 \cdot \frac{\cos 21,4327^\circ}{\cos 24,817^\circ} = 64,706 \text{ mm} \quad (6.3.5)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a31} = d_{31} + 2m_{n3} + 2x_{31}m_{n3} = 63,094 + 2 \cdot 4,5 + 2 \cdot 0,4 \cdot 4,5 = 75,694 \text{ mm} \quad (6.3.6)$$

Podnožni promjer:

$$d_{f31} = d_{31} - 2m_{n3} - 2c + 2x_{31}m_{n3}, \quad c = 0,25 \cdot m_{n3} \quad (6.3.7)$$

$$d_{f31} = 63,094 - 2 \cdot 4,5 - 2 \cdot 0,25 \cdot 4,5 + 2 \cdot 0,4 \cdot 4,5 = 55,444 \text{ mm}$$

Promjer temeljne kružnice:

$$d_{b31} = d_{w31} \cos \alpha_{tw3} = 64,706 \cdot \cos 24,817^\circ = 58,731 \text{ mm} \quad (6.3.8)$$

Zupčanik z₃₂

Diobeni promjer

$$d_{32} = z_{32} \frac{m_{n3}}{\cos \beta_3} = 43 \cdot \frac{4,5}{\cos 22^\circ} = 208,696 \text{ mm} \quad (6.3.9)$$

Promjer kinematske kružnice:

$$d_{w32} = d_{32} \frac{\cos \alpha_{t3}}{\cos \alpha_{tw3}} = 208,696 \cdot \frac{\cos 21,4327^\circ}{\cos 24,817^\circ} = 214,029 \text{ mm} \quad (6.3.10)$$

Tjemeni promjer:

$$d_{a32} = d_{32} + 2m_{n3} + 2x_{32}m_{n3} = 208,696 + 2 \cdot 4,5 + 2 \cdot 0,5941 \cdot 4,5 = 223,043 \text{ mm} \quad (6.3.11)$$

Podnožni promjer:

$$d_{f32} = d_{32} - 2m_{n3} - 2c + 2x_{32}m_{n3}, \quad c = 0,25 \cdot m_{n3} \quad (6.3.12)$$

$$d_{f32} = 208,696 - 2 \cdot 4,5 - 2 \cdot 0,25 \cdot 4,5 + 2 \cdot 0,5941 \cdot 4,5 = 202,793 \text{ mm}$$

Promjer temeljne kružnice:

$$d_{b32} = d_{w32} \cos \alpha_{w3} = 214,029 \cdot \cos 24,817^\circ = 194,264 \text{ mm} \quad (6.3.13)$$

U tablici 11. dane su dimenzije zupčanika druge brzine.

Tablica 6.3. Parametri zupčanika z₃₁ i z₃₂

	z ₃₁	z ₃₂
modul, m _{n3}	4,5 mm	4,5
kut nagiba boka zuba, β ₃	22°	22°
širina boka zuba, b	60 mm	56 mm
pogonski kut zahvatne crte, α _{tw3}	24,817°	24,817°
pomak profila, x	0,4	0,5941
diobeni promjer, d	63,094 mm	208,696 mm
promjer kinematske kružnice, d _w	64,706 mm	214,029 mm
tjemeni promjer, d _a	75,694 mm	223,043 mm
podnožni promjer, d _f	55,444 mm	202,793 mm
promjer temeljne kružnice, d _b	58,731 mm	194,264 mm

Zupčanički par z₃₁-z₃₂

Čeoni modul:

$$m_{r3} = \frac{m_{n3}}{\cos \beta_3} = \frac{4,5}{\cos 22^\circ} = 4,853 \text{ mm} \quad (6.3.14)$$

Razmak osi (računski):

$$a_{r3} = \frac{d_{31} + d_{32}}{2} = \frac{63,094 + 208,696}{2} = 135,895 \text{ mm} \quad (6.3.15)$$

Razmak osi:

$$a_3 = \frac{d_{w31} + d_{w32}}{2} = \frac{64,706 + 214,029}{2} = 139,367 \text{ mm} \quad (6.3.16)$$

Postojeća tjemena zračnost:

$$c_3 = a_3 - \frac{d_{a31} + d_{f32}}{2} = 139,367 - \frac{75,694 + 202,793}{2} = 0,1235 \text{ mm} \quad (6.2.17)$$

Najmanja dopuštena zračnost:

$$c_{\min} = 0,25m_{n2} = 0,25 \cdot 4,5 = 1,125 \text{ mm} \quad (6.3.18)$$

Skraćenje glave:

$$\begin{aligned} km_{n3} &= a_{r3} + m_{n3}(x_{31} + x_{32}) - a_3 = \\ &= 135,895 + 4,5 \cdot (0,4 + 0,5941) - 139,895 \\ km_{n3} &= 0,443 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.3.19)$$

Tjemeni promjeri zupčanika z₁₁ i z₁₂ nakon skraćenja glave:

$$d_{ak31} = d_{a31} - 2km_{n3} = 75,694 - 2 \cdot 0,443 = 74,808 \text{ mm} \quad (6.3.20)$$

$$d_{ak32} = d_{a32} - 2km_{n3} = 223,043 - 2 \cdot 0,443 = 222,157 \text{ mm} \quad (6.3.21)$$

Stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_{\alpha 3} = \varepsilon_{31} + \varepsilon_{32} - \varepsilon_{\alpha 3} \quad (6.3.22)$$

$$\varepsilon_{31} = \frac{\sqrt{r_{ak31}^2 - r_{b31}^2}}{\pi m_{r3} \cos(\alpha_{r3})} = \frac{\sqrt{37,404^2 - 29,365^2}}{\pi \cdot 4,853 \cos(21,4327^\circ)} = 1,632 \quad (6.3.23)$$

$$\varepsilon_{32} = \frac{\sqrt{r_{ak32}^2 - r_{b32}^2}}{\pi m_{r3} \cos(\alpha_{r3})} = \frac{\sqrt{111,079^2 - 97,132^2}}{\pi \cdot 4,853 \cos(21,433^\circ)} = 3,797 \quad (6.3.24)$$

$$\varepsilon_{\alpha 3} = \frac{a_3 \sin(\alpha_{w3})}{\pi m_{t3} \cos(\alpha_{t3})} = \frac{139,367 \cdot \sin(24,817^\circ)}{\pi \cdot 4,853 \cos(21,433^\circ)} = 4,365 \quad (6.3.25)$$

$$\varepsilon_{\alpha 3} = \varepsilon_{31} + \varepsilon_{32} - \varepsilon_{\alpha 3} = 1,632 + 3,797 - 4,365 = 1,064 \quad (6.3.26)$$

Stupanj prekrivanja bočne linije:

$$\varepsilon_{\beta 3} = \frac{b_{32} \sin(\beta_3)}{\pi m_{n3}} = \frac{56 \cdot \sin(22^\circ)}{\pi \cdot 4,5} = 1,483 \quad (6.3.27)$$

Ukupan stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_{uk3} = \varepsilon_{\alpha 3} + \varepsilon_{\beta 3} = 1,064 + 1,483 = 2,547 \quad (6.3.28)$$

Ulazni moment zupčanika z31:

$$T_2 = T_{em} \cdot u_1 = 360 \cdot 2,538 = 913,68 \text{ Nm} \quad (6.3.29)$$

Maksimalni broj okretaja:

$$n_{v2,maks} = \frac{n_{em,maks}}{u_1} = \frac{5600}{2,538} = 2206,46 \text{ min}^{-1} \quad (6.3.30)$$

Maksimalna snaga na zupčaniku z31:

$$P_{z31} = T_2 \cdot \omega_{v2,maks} \cdot \eta_{z11-z12} = T_2 \cdot \frac{2\pi \cdot n_{v2,maks}}{60} \cdot \eta_{z11-z12} = 913,68 \cdot \frac{2\pi \cdot 2206,46}{60} \cdot 0,90 = 190003,37 \text{ W} \approx 190 \text{ kW} \quad (6.3.31)$$

Obodna sila na diobenom cilindru:

$$F_{t3} = K_V \cdot K_A \cdot \left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot T_2}{d_{31}} \right) \quad (6.3.32)$$

K_V – faktor unutrašnjih dinamičkih sila

K_A – faktor dodatnih dinamički opterećenja

6.2.4.12. Odabir faktora unutrašnjih dinamičkih sila K_V i faktora dodatnih dinamičkih opterećenja K_A , prema ISO 6336-1:

-krutost helikoidnih zubiju:

$$c_{\gamma\alpha} = 18,7 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.3.33)$$

$$c' = 13,1 \text{ N/mm}\mu\text{m} \quad (6.3.34)$$

-provjera rezonancije prilikom vrtnje zupčastog para

$$m_{31} = 1,6 \text{ kg} \quad (6.3.35)$$

$$m_{32} = 10,5 \text{ kg} \quad (6.3.36)$$

m_{31} – masa zupčanika z_{31}

m_{32} – masa zupčanika z_{32}

-reducirana masa zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$m_{red3} = \frac{m_{31} \cdot m_{32}}{m_{31} + m_{32}} = \frac{1,6 \cdot 10,5}{12,1} = 1,388 \text{ kg} \quad (6.3.37)$$

-kritični broj okretaja zupčastog para:

$$n_{E3} = \frac{30000}{\pi \cdot z_{31}} \cdot \sqrt{\frac{c_{\gamma\alpha}}{m_{red2}}} = \frac{30000}{\pi \cdot 13} \sqrt{\frac{18,7}{0,674}} = 3869,18 \text{ min}^{-1} \quad (6.3.38)$$

-određivanje područja rada zupčanika obzirom na kritični broj okretaja zupčastog para z_{11} - z_{12} :

$$N_3 = \frac{n_{v2,maks}}{n_{E3}} = \frac{2206,46}{3869,18} = 0,57 \leq 1, \rightarrow \text{podkritično područje} \quad (6.3.39)$$

-faktor vanjskih dinamičkih opterećenja K_A , odabran prema ISO 6336

$$K_A = 1,6 \quad (6.3.40)$$

-obodna sila na diobenom promjeru zupčanika z_{31} bez faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V :

$$F_{t3,bez K_V} = K_A \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot T_2}{d_{31}} = 1,6 \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot 913,68}{63,094} = 46340 \text{ N} \quad (6.3.41)$$

-obodna sila na diobenom promjeru bez K_V na širinu zupčanika z_{21} :

$$F_{t3,b_{31},bez K_V} = \frac{F_{t3,bez K_V}}{b_{31}} = \frac{46340}{60} = 772,66 \text{ N/mm} \quad (6.3.42)$$

-izračun faktora unutrašnjih dinamičkih opterećenja K_V prema ISO 6336-1:

$$\varepsilon_\gamma = 2,5 \quad (6.3.43)$$

$$f_{pb,eff} = 19,5 \quad (6.3.44)$$

$$f_{f\alpha,eff} = 19,5 \quad (6.3.45)$$

$$C_{V1} = 0,32 \quad (6.3.46)$$

$$C_{V2} = \frac{0,57}{\varepsilon_\gamma - 0,3} = \frac{0,57}{2,5 - 0,3} = 0,259 \quad (6.3.47)$$

$$C_{V3} = \frac{0,096}{\varepsilon_\gamma - 1,56} = \frac{0,096}{2,6 - 1,56} = 0,102 \quad (6.3.48)$$

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pb,eff}}{F_{t1,b_{11},bez K_V}} = \frac{13,1 \cdot 19,5}{772,66} = 0,331 \quad (6.3.49)$$

$$B_f = \frac{c \cdot f_{f\alpha,eff}}{F_{t1,b11,bez K_V}} = \frac{13,1 \cdot 19,5}{772,66} = 0,331 \quad (6.3.50)$$

$$B_k = 1 \quad (6.3.51)$$

$$K = C_{V1} \cdot B_p + C_{V2} \cdot B_f + C_{V3} \cdot B_k \\ = 0,32 \cdot 0,331 + 0,259 \cdot 0,331 + 0,102 \cdot 1 = 0,294 \quad (6.3.52)$$

$$K_{V3} = N_3 \cdot K + 1 = 0,57 \cdot 0,294 + 1 = 1,168 \quad (6.3.53)$$

Uvrštavanjem faktora K_V i K_A dobivamo iznos obodne sile na diobenom promjeru zupčanika z_{11} :

$$F_{t3} = K_{V3} \cdot K_A \cdot \frac{2 \cdot 1000 \cdot T_2}{d_{31}} = 1,168 \cdot 1,6 \cdot \frac{2000 \cdot 913,68}{63,094} = 54125,12 \text{ N} \approx 54125 \text{ N} \quad (6.3.54)$$

6.2.4.13. Izračun faktora oblika Y_f , prema ISO 6336-3:

Obzirom da su zupčanici transmisije opterećeni visokim iznosim momenta odabran je profil zubiju A prema ISO 53:

Geometrija profila zuba:

- $h_{aP} = 1 \cdot m_{n3} = 1 \cdot 4,5 = 4,5 \text{ mm}$
- $c_P = 0,25m_{n2} = 0,25 \cdot 4,5 = 1,125 \text{ mm}$
- $h_{fP} = 1,25m_{n2} = 1,25 \cdot 4,5 = 5,625 \text{ mm}$
- $\rho_{fP} = 0,38m_{n2} = 0,38 \cdot 4,5 = 1,71 \text{ mm}$

-fiktivni broj zubiju zupčanika z_{21} i z_{22} :

$$z_{n31} = \frac{z_{31}}{\cos^3(\beta_3)} = \frac{13}{\cos^3(22^\circ)} = 16,3 \approx 16 \quad (6.3.55)$$

$$z_{n32} = \frac{z_{32}}{\cos^3(\beta_3)} = \frac{43}{\cos^3(22^\circ)} = 53,94 \approx 54 \quad (6.3.56)$$

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_{n3} - h_{fP} \cdot \tan(\alpha_{n3}) - (1 - \sin(\alpha_{n2})) \cdot \frac{\rho_{fP}}{\cos(\alpha_{n2})} \\ = \frac{\pi}{4} \cdot 4,5 - 5,625 \cdot \tan(20^\circ) - (1 - \sin(20^\circ)) \cdot \frac{1,71}{\cos(20^\circ)} = 0,2896 \approx 0,29 \quad (6.3.57)$$

$$G_{31} = \frac{\rho_{fP}}{m_{n3}} - \frac{h_{fP}}{m_{n3}} + x_{31} = \frac{1,71}{4,5} - \frac{5,625}{4,5} + 0,4 = -0,47 \quad (6.3.58)$$

$$G_{32} = \frac{\rho_{fp}}{m_{n3}} - \frac{h_{fp}}{m_{n3}} + x_{32} = \frac{1,71}{4,5} - \frac{5,625}{4,5} + 0,5941 = -0,276 \quad (6.3.59)$$

$$H_{31} = \frac{2}{z_{n31}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{n3}} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{16} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,29}{4,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,86 \quad (6.3.60)$$

$$H_{32} = \frac{2}{z_{n32}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{n3}} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{54} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,29}{4,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,991 \approx -1 \quad (6.3.61)$$

-fi za vanjsko ozubljenje, dobiven iterativnim postupkom, prema ISO 6336-3

$$\theta_{31} = \frac{\pi}{3} \quad (6.3.62)$$

$$\theta_{31} = \frac{2 \cdot G_{31}}{z_{n31}} \cdot \tan(\theta_{31}) - H_{31} = \frac{-2 \cdot 0,47}{16} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) + 0,86 = 0,7986 \approx 0,8 \quad (6.3.63)$$

$$\theta_{32} = \frac{\pi}{3} \quad (6.3.64)$$

$$\theta_{32} = \frac{2 \cdot G_{32}}{z_{n32}} \cdot \tan(\theta_{32}) - H_{32} = \frac{-2 \cdot 0,276}{54} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{3}\right) + 1 = 0,9763 \approx 0,98 \quad (6.3.65)$$

-izračun debljine zuba pri korijenu u smjeru normale, prema ISO 6336-3

$$\begin{aligned} \frac{s_{Fn31}}{m_{n3}} &= z_{n31} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) + \sqrt{3} \left[\frac{G_{31}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{fp}}{m_{n3}} \right] \\ &= 16 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) + \sqrt{3} \left[\frac{-0,47}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,71}{4,5} \right] = 2,1122 \end{aligned} \quad (6.3.66)$$

$$\begin{aligned} \frac{s_{Fn32}}{m_{n3}} &= z_{n32} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) + \sqrt{3} \left[\frac{G_{32}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{fp}}{m_{n1}} \right] \\ &= 54 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) + \sqrt{3} \left[\frac{-0,276}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,71}{4,5} \right] = 2,207 \end{aligned} \quad (6.3.67)$$

-izračun radijusa korijena zuba ρ_F

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{F31}}{m_{n3}} &= \frac{\rho_{fp}}{m_{n3}} + \frac{2G_{31}^2}{\cos(\phi) \cdot (z_{n31} \cos^2(\phi) - 2G_{31})} \\ &= \frac{1,71}{4,5} + \frac{2 \cdot (-0,17)^2}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot (16 \cos^2\left(\frac{\pi}{3}\right) + 2 \cdot 0,47)} = 0,453 \end{aligned} \quad (6.3.68)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{F32}}{m_{n3}} &= \frac{\rho_{fp}}{m_{n3}} + \frac{2G_{32}^2}{\cos(\phi) \cdot (z_{n32} \cos^2(\phi) - 2G_{32})} \\ &= \frac{1,71}{4,5} + \frac{2 \cdot (-0,276)^2}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot (\cos^2\left(\frac{\pi}{3}\right) + 2 \cdot 0,571)} = 0,3955 \approx 0,4 \end{aligned} \quad (6.3.69)$$

-izračun kraka savijanja zuba h_{Fe}

$$\varepsilon_{an3} = \frac{\varepsilon_{\alpha 3}}{\cos^2(\beta_{b3})} = \frac{1,064}{\cos^2(20,611^\circ)} = 1,214 \quad (6.3.70)$$

$$d_{n31} = m_{n3} \cdot z_{n31} = 4,5 \cdot 16 = 72 \text{ mm} \quad (6.3.71)$$

$$d_{n32} = m_{n3} \cdot z_{n32} = 4,5 \cdot 54 = 243 \text{ mm} \quad (6.3.72)$$

$$p_{bn31} = \pi \cdot m_{n3} \cdot \cos(\alpha_{n3}) = \pi \cdot 4,5 \cdot \cos(20^\circ) = 13,285 \text{ mm} \quad (6.3.73)$$

$$d_{bn31} = d_{n31} \cdot \cos(\alpha_{n3}) = 72 \cdot \cos(20^\circ) = 67,66 \text{ mm} \quad (6.3.74)$$

$$d_{bn32} = d_{n32} \cdot \cos(\alpha_{n3}) = 243 \cdot \cos(20^\circ) = 228,35 \text{ mm} \quad (6.3.75)$$

$$d_{an31} = d_{n31} + d_{ak31} - d_{31} = 72 + 74,808 - 63,094 = 83,714 \text{ mm} \quad (6.3.76)$$

$$d_{an32} = d_{n32} + d_{ak32} - d_{32} = 243 + 222,157 - 208,696 = 256,461 \text{ mm} \quad (6.3.77)$$

$$\begin{aligned} d_{en31} &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an31}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn31}}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot d_{31} \cdot \cos(\beta_3)}{z_{31}} (\varepsilon_{an3} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn31}}{2} \right)^2} = \\ &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{83,714}{2} \right)^2 - \left(\frac{67,66}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot 63,094 \cdot \cos(22^\circ)}{16} \cdot (1,214 - 1) \right]^2 + \left(\frac{72,356}{2} \right)^2} = \\ &= 84,294 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.3.78)$$

$$\begin{aligned} d_{en32} &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an32}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn32}}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot d_{32} \cdot \cos(\beta_3)}{z_{32}} (\varepsilon_{an3} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn32}}{2} \right)^2} = \\ &= 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{256,461}{2} \right)^2 - \left(\frac{228,35}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cdot 208,696 \cdot \cos(22^\circ)}{43} \cdot (1,214 - 1) \right]^2 + \left(\frac{228,35}{2} \right)^2} = \\ &= 253,763 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.3.79)$$

$$\alpha_{en31} = \arccos\left(\frac{d_{bn31}}{d_{en31}}\right) = \arccos\left(\frac{67,66}{84,294}\right) = 36,614^\circ \quad (6.3.80)$$

$$\alpha_{en32} = \arccos\left(\frac{d_{bn32}}{d_{en32}}\right) = \arccos\left(\frac{228,35}{253,763}\right) = 25,861^\circ \quad (6.3.81)$$

$$\text{inv}(\alpha_{n3}) = \text{inv}(20^\circ) = 0,014904 \quad (6.3.82)$$

$$\text{inv}(\alpha_{en31}) = \text{inv}(36,614^\circ) = 0,10401 \quad (6.3.83)$$

$$\text{inv}(\alpha_{en32}) = \text{inv}(25,861^\circ) = 0,033373 \quad (6.3.84)$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{e31} &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_{n3})x_{31} + \operatorname{inv}(\alpha_{n3}) - \operatorname{inv}(\alpha_{en31})}{z_{n31}} \\
&= \frac{0,5\pi + 2 \tan(20^\circ) \cdot 0,4}{16} + 0,014904 - 0,10401 \\
&= 0,0272^\circ
\end{aligned} \tag{6.3.85}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{e32} &= \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_{n3})x_{32} + \operatorname{inv}(\alpha_{n3}) - \operatorname{inv}(\alpha_{en32})}{z_{n32}} \\
&= \frac{0,5\pi + 2 \tan(20^\circ) \cdot 0,5941}{54} + 0,014904 - 0,033373 \\
&= 0,01862^\circ
\end{aligned} \tag{6.3.86}$$

$$\alpha_{Fen31} = \alpha_{en31} - \gamma_{e31} = 36,614^\circ - 0,0272^\circ = 36,587^\circ \tag{6.3.87}$$

$$\alpha_{Fen32} = \alpha_{en32} - \gamma_{e32} = 25,861^\circ - 0,01862^\circ = 25,842^\circ \tag{6.3.88}$$

$$\begin{aligned}
\frac{h_{Fe31}}{m_{n3}} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_{e31}) - \sin(\gamma_{e31}) \cdot \tan(\alpha_{Fen31})) \frac{d_{en31}}{m_{n3}} - z_{n31} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) - \left(\frac{G_{31}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{jP}}{m_{n3}} \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,0272^\circ) - \sin(0,0272^\circ) \cdot \tan(36,587^\circ)) \cdot \frac{84,294}{4,5} - \right. \\
&\quad \left. -16 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) - \left(\frac{-0,47}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,71}{4,5} \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2} [18,725 - 16 + 0,72] = 2,023
\end{aligned} \tag{6.3.89}$$

$$\begin{aligned}
\frac{h_{Fe32}}{m_{n3}} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_{e32}) - \sin(\gamma_{e32}) \cdot \tan(\alpha_{Fen32})) \frac{d_{en32}}{m_{n3}} - z_{n32} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \phi\right) - \left(\frac{G_{32}}{\cos(\phi)} - \frac{\rho_{jP}}{m_{n3}} \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,01862^\circ) - \sin(0,01862^\circ) \cdot \tan(25,861^\circ)) \cdot \frac{253,763}{4,5} - \right. \\
&\quad \left. -54 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3}\right) - \left(\frac{-0,276}{\cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} - \frac{1,71}{4,5} \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2} [30,173 - 29 + 1,522] = 1,656
\end{aligned} \tag{6.3.90}$$

-izračun faktora oblika Y_F zupčanika z_{11} i z_{12} dobivamo uvrštavanjem jednadžbi 6.3.66, 6.3.67, 6.3.87, 6.3.88, 6.3.89 i 6.3.90 u jednadžbe 6.3.91 i 6.3.92.

$$Y_{F31} = \frac{6h_{Fe31} \cdot \cos(\alpha_{Fen31})}{m_{n3} \left(\frac{s_{Fn31}}{m_{n3}} \right)^2 \cdot \cos(\alpha_{n3})} = \frac{6 \cdot 2,023 \cdot \cos(36,587^\circ)}{2,1122^2 \cdot \cos(20)} = 2,32 \quad (6.3.91)$$

$$Y_{F22} = \frac{6h_{Fe22} \cdot \cos(\alpha_{Fen22})}{m_{n2} \left(\frac{s_{Fn22}}{m_{n2}} \right)^2 \cdot \cos(\alpha_{n2})} = \frac{6 \cdot 1,656 \cdot \cos(25,842^\circ)}{2,207^2 \cdot \cos(20)} = 1,95 \quad (6.3.92)$$

6.2.4.14. Izračun faktora korekcije naprezanja Y_S , prema ISO 6336-3:

$$q_{s31} = \frac{s_{Fn31}}{2\rho_{F31}} = \frac{2,1122}{2 \cdot 0,453} = 2,33 \quad (6.3.93)$$

$$q_{s32} = \frac{s_{Fn32}}{2\rho_{F32}} = \frac{2,207}{2 \cdot 0,4} = 2,76 \quad (6.3.94)$$

$$L_{31} = \frac{s_{Fn31}}{h_{Fe31}} = \frac{2,1122}{2,023} = 1,044 \quad (6.3.95)$$

$$L_{32} = \frac{s_{Fn32}}{h_{Fe32}} = \frac{2,207}{1,656} = 1,33 \quad (6.3.96)$$

$$Y_{S31} = (1,2 + 0,13L_{31})q_{s31} \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{31}}} \right] = (1,2 + 0,13 \cdot 1,044) \cdot 2,33 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,044}} \right] = 1,71 \quad (6.3.97)$$

$$Y_{S32} = (1,2 + 0,13L_{32})q_{s32} \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{32}}} \right] = (1,2 + 0,13 \cdot 1,33) \cdot 2,76 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,33}} \right] = 1,94 \quad (6.3.98)$$

6.2.4.15. Izračun faktora nagiba boka zuba, Y_β , prema ISO 6336-3

$$Y_{\beta3} = 1 - \frac{\beta_3}{120^\circ} = 1 - \frac{22^\circ}{120^\circ} = 0,8166 \quad (6.3.99)$$

6.2.4.16. Faktor debljine oboda ozubljenja, Y_{B2} prema ISO 6336-3

-faktor debljine oboda ozubljenja odabran:

$$Y_{B3} = 1 \quad (6.3.100)$$

6.2.4.17. Faktor dubine zuba, Y_{DT3} , prema ISO 6336-3

-faktor dubine zuba odabran:

$$Y_{DT3} = 1 \quad (6.3.101)$$

6.2.4.18. Izračun faktora raspodjele opterećenja za naprezanje u korijenu zuba i kontaktno naprezanje, K_{Fa2} i K_{Ha2} , prema ISO 6336-1

$$v_3 = \frac{P_{z31, maks}}{F_{t2}} = \frac{190003,37}{54125} = 3,51 \text{ m/s} \quad (6.3.102)$$

$$y_\beta = 6 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.3.103)$$

$$x_\beta = 0,85 \quad (6.3.104)$$

$$F_{\beta x} = 40 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.3.105)$$

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot x_\beta = 40 \cdot 0,85 = 34 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.3.106)$$

$$c_{\gamma\beta} = 0,85 \cdot c_{\gamma\alpha} = 0,85 \cdot 18,7 = 15,89 \text{ N/mm} \mu\text{m} \quad (6.3.107)$$

$$F_m = F_{t3} = 54125 \text{ N} \quad (6.3.108)$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{31}}} = \frac{34 \cdot 15,89}{2 \cdot \frac{54125}{60}} = 0,299 \approx 0,3 < 1 \quad (6.3.109)$$

Prema ISO 6336-1, ako je $\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{21}}} < 1$

Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube, $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta 3} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_{21}}} = 1 + 0,3 = 1,3 \quad (6.3.110)$$

$$h_{31} = \frac{d_{ak31}}{2} - \frac{d_{b31}}{2} = \frac{74,808}{2} - \frac{58,731}{2} = 8,04 \text{ mm} \quad (6.3.111)$$

$$N_{f31} = \frac{1}{1 + \frac{h_{31}}{b_{31}} + \left(\frac{h_{31}}{b_{31}}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{8,04}{60} + \left(\frac{8,04}{60}\right)^2} = 0,868 \quad (6.3.112)$$

$$K_{F\beta 3} = (K_{H\beta 3})^{N_f} = 1,3^{0,868} = 1,256 \quad (6.3.113)$$

$$y_\alpha = 3 \quad (6.3.114)$$

$$f_{pb} = 40 \quad (6.3.115)$$

$$\varepsilon_\gamma = 2,5, \text{ za helikoidno ozubljenje prema ISO 6336-1} \quad (6.3.116)$$

$$F_{th3} = F_{t2} \cdot K_{H\beta 3} = 54125 \cdot 1,3 = 70362,5 \text{ N} \quad (6.3.117)$$

$$c_{\gamma\alpha} = 18,7 \text{ N/mm} \mu\text{m} \quad (6.3.118)$$

$$\begin{aligned}
 K_{H\alpha 3} = K_{F\alpha 3} &= 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \cdot \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{th3}/b_{31}}} \\
 &= 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5} \cdot \frac{18,7 \cdot (40 - 3)}{70632,5/60}} = 1,158
 \end{aligned} \tag{6.3.119}$$

Naprezanje na savijanje u korijenu zuba iznosi (u jedandžbu su uvrštene vrijednosti dobivene iz jednadžbi 6.3.54, 6.3.91, 6.3.97, 6.3.99, 6.3.101, 6.3.113, 6.3.11)

$$\begin{aligned}
 \sigma_{F3} &= \frac{F_{t3}}{b_{31} \cdot m_{n3}} \cdot Y_{F31} \cdot Y_{S31} \cdot Y_{\beta 3} \cdot Y_{DT3} \cdot K_{F\alpha 3} \cdot K_{F\beta 3} \\
 &= \frac{54125}{60 \cdot 4,5} \cdot 2,32 \cdot 1,71 \cdot 0,8166 \cdot 1 \cdot 1,158 \cdot 1,256 = 944,55 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned} \tag{6.3.120}$$

6.2.4.19. Izračun dopuštenog naprezanja na svijanje, prema ISO 6336-1, 6336-2

Faktor korekcije naprezanja, Y_{ST}

$$Y_{ST} = 2 \tag{6.3.121}$$

Faktor vijeka trajanja, Y_{NT}

broj ciklusa opterećenja:

$$N_L = 10^5 \tag{6.3.122}$$

prema ISO 6336-3 očitana je vrijednost

$$Y_{NT3} = 1,5$$

Faktor osjetljivosti zarezno djelovanja, $Y_{\delta relT}$

$$\rho' = 0,003 \text{ mm} \tag{6.3.123}$$

$$x_p^* = \frac{1}{5} \tag{6.3.124}$$

$$q_S = s_{Fn11} / \rho_{F11} = 2,23 / 0,388 = 5,75 \tag{6.3.125}$$

$$q_{ST} = 2,5 \tag{6.3.126}$$

$$X^* = x_p^* \cdot (1 + 2q_S) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 5,75) = 2,5 \tag{6.3.127}$$

$$X_T^* = x_p^* \cdot (1 + 2q_{ST}) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 2,5) = 1,2 \tag{6.3.128}$$

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot X^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot X_T^*}} = \frac{1 + \sqrt{0,003 \cdot 2,5}}{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,2}} = 1,025 \tag{6.3.129}$$

Faktor hrapavosti površine, Y_{RrelT} , prema ISO 6336-3

$$R_z = 10 \text{ } \mu\text{m} \quad (6.3.130)$$

$$Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1} = 1,674 - 0,59 \cdot (10 + 1)^{0,1} = 0,924 \quad (6.3.131)$$

Faktor veličine, Y_X , prema ISO 6336-3

$$Y_X = 1 \quad (6.3.132)$$

Odabran je materijal zupčanika, prema programskom paketu:

Čelik AGMA 2001-C95

$$\begin{aligned} \sigma_{F\lim3} &= 515 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{H\lim3} &= 1895 \text{ N/mm}^2 \\ R_{m3} &= 1035 \text{ N/mm}^2 \\ R_{p3} &= 887 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.3.133)$$

Dopušteno naprezanje na savijanje u korijenu zuba iznosi:

$$S_{F\min} = 1,3 \rightarrow \text{prema [7]} \quad (6.3.134)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{F\min}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \\ &= \frac{515 \cdot 2 \cdot 1,5}{1,3} \cdot 1,025 \cdot 0,924 \cdot 1 = 1125,60 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (6.3.135)$$

$$\sigma_{FP3} = 1125,60 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{F3} = 944,55 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3.136)$$

Odabrani materijal zadovoljava dopušteno naprezanje u korijenu zuba!

6.2.5. Kontrola u odnosu na dozvoljenu čvrstoću boka zupčastog para z_{31} - z_{32}

Prijenosni odnos zupčastog para z_{31} - z_{32} :

$$u_3 = \frac{z_{32}}{z_{31}} = \frac{43}{13} = 3,307 \quad (6.3.137)$$

Kut nagiba boka zuba na temeljnoj kružnici, β_{b1} :

$$\cos(\beta_{b3}) = \frac{\sin(\alpha_{n3})}{\sin(\alpha_{t3})} = \frac{\sin(20^\circ)}{\sin(21,4327^\circ)} = 0,936 \rightarrow \beta_{b3} = 20,61^\circ \quad (6.3.138)$$

6.2.5.1. Faktor oblika boka Z_h , prema ISO 6336-2

$$Z_{h3} = \sqrt{\frac{2 \cos(\beta_{b3}) \cos(\alpha_{wt3})}{\cos^2(\alpha_{t3}) \sin(\alpha_{wt3})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(20,61^\circ) \cdot \cos(24,817^\circ)}{\cos^2(21,4327^\circ) \cdot \sin(24,817^\circ)}} = 2,16 \quad (6.3.139)$$

6.2.5.2. Faktor prekrivanja boka zuba $Z_{\epsilon 3}$

obzirom da je $\epsilon_{\beta 3} = 1,483 > 1$, prema ISO 6336-2

$$Z_{\epsilon 3} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha 3}}} = \sqrt{\frac{1}{1,064}} = 0,97 \quad (6.3.140)$$

6.2.5.3. Faktor elastičnosti materijala, Z_E

Budući da su pogonski zupčanik z_{21} i gonjeni zupčanik z_{22} od čelika 14NiCr18, faktor elastičnosti materijala očitana je iz tablice prema ISO 6336-2:

$$Z_{E3} = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2} \quad (6.3.141)$$

6.2.5.4. Faktor nagiba boka zuba, $Z_{\beta 3}$

$$Z_{\beta 3} = \sqrt{\cos(\beta_3)} = \sqrt{\cos(22^\circ)} = 0,963 \quad (6.3.142)$$

6.2.5.5. Faktor vijeka trajanja, Z_{NT2}

broj ciklusa opterećenja:

$$N_L = 10^5 \quad (6.3.143)$$

prema ISO 6336-2 očitana je vrijednost

$$Z_{NT3} = 1,6$$

6.2.5.6. Faktor kontakta zupčastog para z_{31} - z_{32} , Z_{B3}

prema ISO 6336-2

$$Z_{B3} = 1 \quad (6.3.144)$$

Kontaktno naprezanje boka zuba iznosi (u jednadžbu su uvrštene vrijednosti dobivene iz jednadžbi 6.2.1, 6.2.52, 6.2.135, 6.2.117, 6.2.108, 6.2.139, 6.2.137, 6.6.138 i 6.2.142):

$$\begin{aligned}\sigma_{H3} &= \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_3 \cdot d_{31}} \cdot \frac{u_3 + 1}{u_3} \cdot K_{H\alpha 3} K_{H\beta 3} \cdot Z_{E3} \cdot Z_{h3} \cdot Z_{\epsilon 3} \cdot Z_{B3}} \\ &= \sqrt{\frac{54125}{56 \cdot 63,094} \cdot \frac{3,307 + 1}{3,307} \cdot 1,158 \cdot 1,3 \cdot 189,8 \cdot 2,16 \cdot 0,9763 \cdot 1} = \quad (6.3.145) \\ \sigma_{H3} &\approx 2064,50 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

6.2.5.7. Faktor podmazivanja, Z_{L2}

Prema ISO 6336-2

$$\begin{aligned}\sigma_{H\text{lim}3} &= 1895 \text{ N/mm}^2 > 1200 \text{ N/mm}^2 \\ C_{ZL} &= 0,91\end{aligned} \quad (6.3.1446)$$

odabran je, prema tablici 3. ISO 6336-2, nominalni viskozitet ulja pri 50°C

$$\nu_{50} = 180 \text{ mm}^2 / \text{s} \quad (6.3.147)$$

viskozni parametar ν_{f1}

$$\nu_{f2} = \frac{1}{(1,2 + 80 / \nu_{50})^2} = \frac{1}{(1,2 + 80 / 180)^2} = 0,369 \quad (6.3.148)$$

$$Z_{L2} = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL})\nu_{f1} = 0,91 + 4(1 - 0,91) \cdot 0,369 = 1,042 \quad (6.3.149)$$

6.2.5.8. Faktor brzine, Z_{V3}

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02 = 0,91 + 0,02 = 0,93 \quad (6.3.150)$$

$$Z_{V3} = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{\nu_2}}} = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{3,51}}} = 0,974 \quad (6.3.151)$$

6.2.5.9. Faktor hrapavosti površine, Z_{R3}

Očitano iz ISO 6336-2, hrapavost površine $R_Z = 10 \mu\text{m}$:

$$Z_{R3} = 0,9 \quad (6.3.152)$$

6.2.5.10. Faktor otvrdnuća površine boka zuba, Z_{W3}

Prema preporuci ISO 6336-2:

$$Z_{W3} = 1 \quad (6.3.153)$$

6.2.5.11. Faktor veličine, Z_{X2}

Prema preporuci ISO 6336-2:

$$Z_{X3} = 1 \quad (6.3.154)$$

Dopušteno naprezanje boka zuba iznosi:

$$S_{H\min} = 1,1 \rightarrow \text{prema [7]} \quad (6.3.155)$$

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{H\lim3} \cdot Z_{NT3}}{S_{H\min}} Z_{L3} Z_{V3} Z_{R3} Z_{W3} Z_{X3} = \frac{1895 \cdot 1,6}{1,1} \cdot 1,042 \cdot 0,974 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (6.3.156)$$

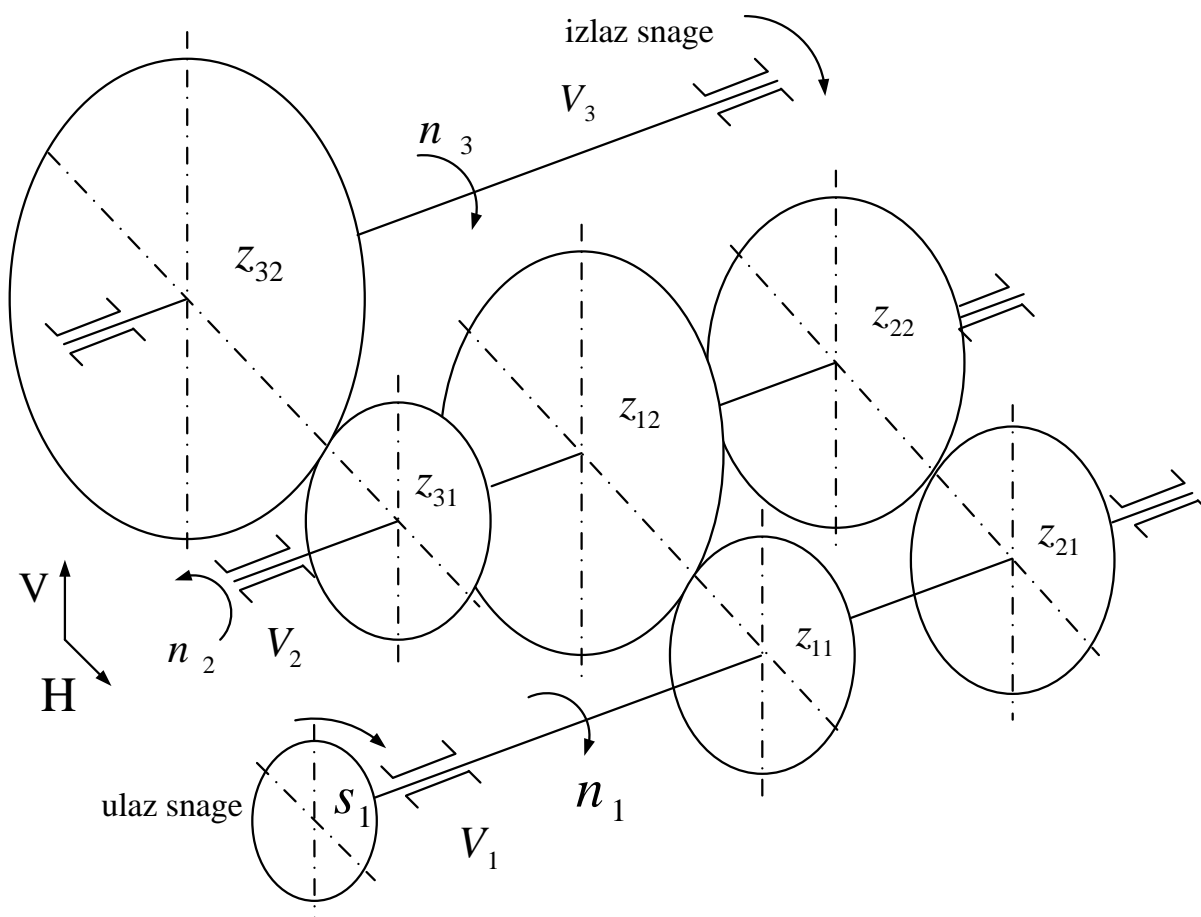
$$\sigma_{HP3} = 2595,26 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{HP3} = 2595,26 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{H3} = 2064,50 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3.157)$$

Odabrani materijal zadovoljava dopušteno naprezanje boka zuba!

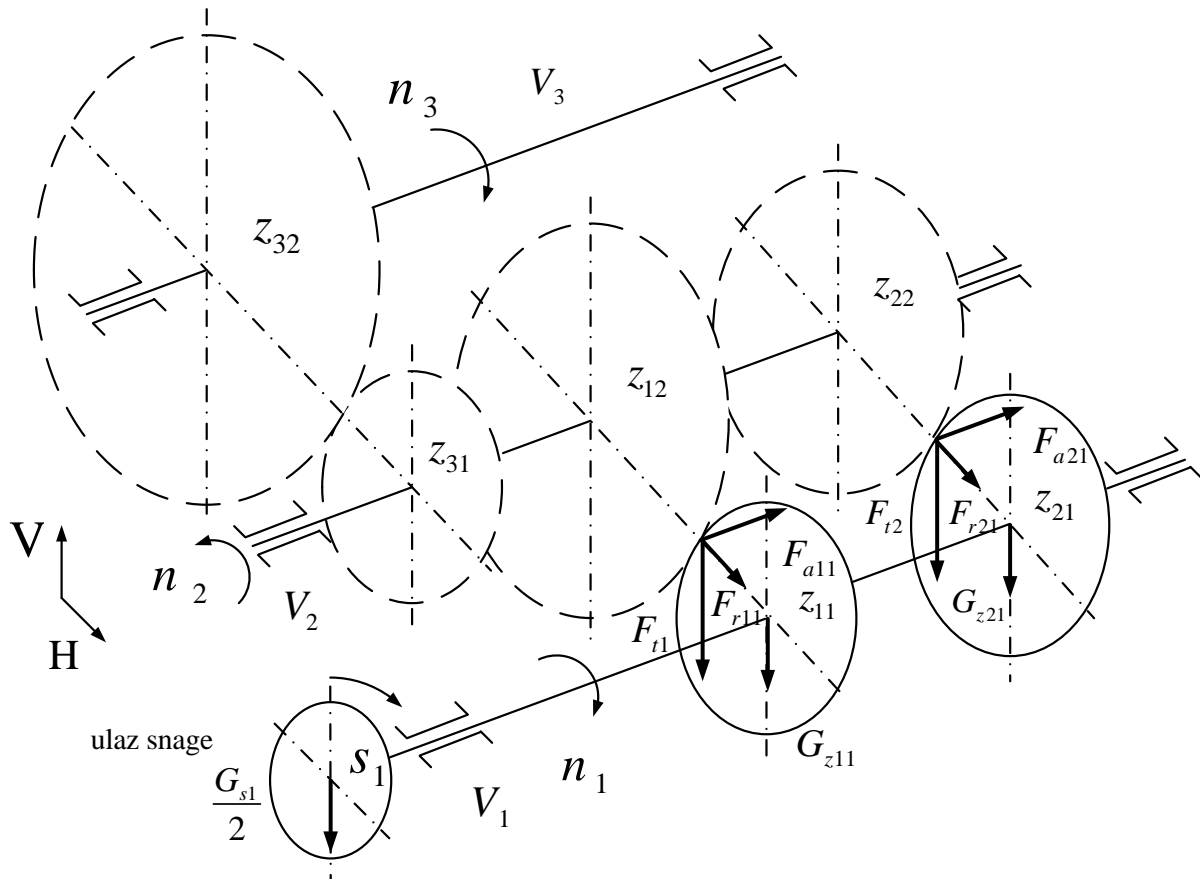
6.3. Vratila

U ovom potpoglavlju dan je shematski prikaz položaja vratila u transmisiji te je napravljen kontrolni proračuna faktora sigurnosti pojedinih presjeka. Za vratilo V_3 je korišteno poznato rješenje prema [6] tako da je ono izuzeto iz proračuna.



Slika 6.7. Izometrijska skica položaja vratila u transmisiji

6.3.1. Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti vratila V_1



Slika 6.8. Opterećenje vratila V_1

6.3.1.1. Opterećenja na vratilu V_1

Sile na zupčaniku z_{11} :

Tangencijalna (obodna) sila

$$F_{t1} = 25929,4 \text{ N} \approx 25930 \text{ N} \quad (6.3v1.1)$$

Radijalna sila

$$F_{r11} = F_{t1} \tan(\alpha_{nv1}) = 25930 \cdot \tan(26,4^\circ) = 12871,76 \text{ N} \approx 12872 \text{ N} \quad (6.3v1.2)$$

Aksijalna sila

$$F_{a11} = F_{t1} \tan(\beta_1) = 25930 \cdot \tan(25^\circ) = 12091,57 \text{ N} \approx 12092 \text{ N} \quad (6.3v1.3)$$

Sile na zupčaniku z_{21} :

Tangencijalna (obodna) sila

$$F_{t2} = 18525 \text{ N} \quad (6.3v1.4)$$

Radijalna sila

$$F_{r21} = F_{t2} \tan(\alpha_{tw2}) = 18525 \cdot \tan(26,4^\circ) = 9195,88 \text{ N} \approx 9196 \text{ N} \quad (6.3v1.5)$$

Aksijalna sila

$$F_{a21} = F_{t2} \tan(\beta_2) = 18525 \cdot \tan(25^\circ) = 8638,35 \text{ N} \quad (6.3v1.6)$$

Obzirom da su sile na zupčaniku z_{11} veće od sila na zupčaniku z_{12} za kontrolni proračun vratila koristiti ćemo opterećenja izazvana prvim navedenim. U tom slučaju vratilo je nepovoljnije opterećeno te je potrebno provjeriti čvrstoću vratila kada je uključena prva brzina odnosno kada se snaga iz elektromotora prenosi na zupčanički par z_{11} - z_{12} .

Težine elemenata na vratilu V_1

Zupčanik z_{11}

$$G_{z11} = m_{z11} \cdot g = 0,4 \cdot 9,81 = 3,92 \text{ N} \approx 4 \text{ N} \quad (6.3v1.7)$$

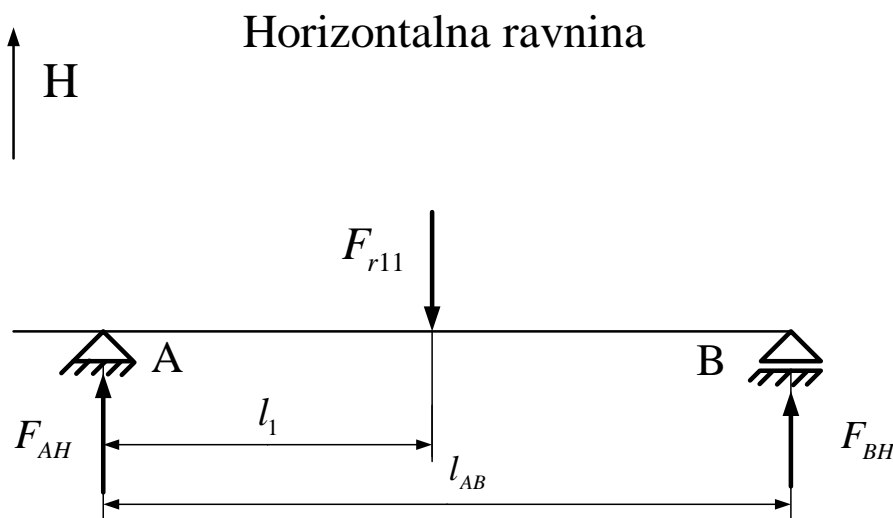
Zupčanik z_{21}

$$G_{z21} = m_{z21} \cdot g = 0,7 \cdot 9,81 = 6,86 \text{ N} \approx 7 \text{ N} \quad (6.3v1.8)$$

Spojka s_1

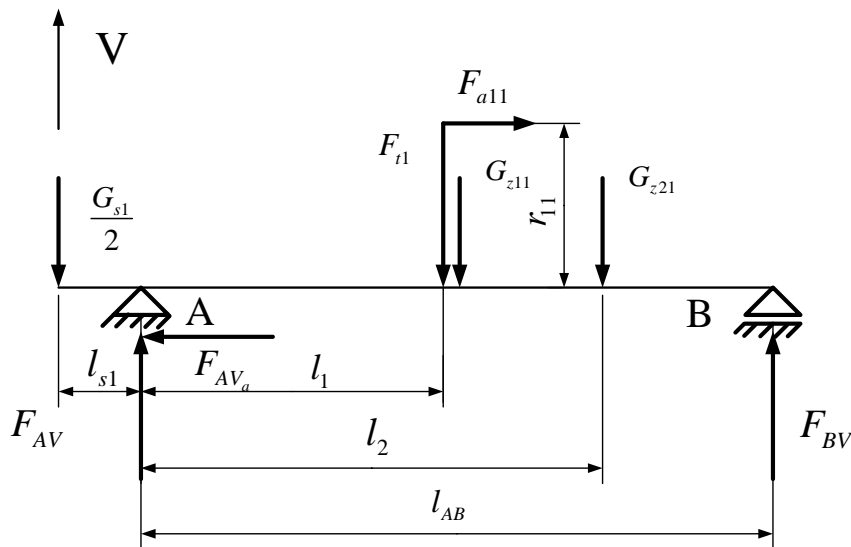
$$\frac{G_{s1}}{2} = \frac{m_{s1}}{2} \cdot g = \frac{0,6}{2} \cdot 9,81 = 2,94 \text{ N} \approx 3 \text{ N} \quad (6.3v1.9)$$

Opterećenja na vratilu podijelit ćemo u dvije ravnine, prema [].



Slika 6.9. Horizontalna ravnina vratila V_1

Vertikalna ravnina

Slika 6.10. Vertikalna ravnina vratila V₁

Reakcije u osloncima A i B

$$\sum M_{BH} = 0 \rightarrow F_{r11} \cdot (l_{AB} - l_1) - F_{AH} \cdot l_{AB} = 0$$

$$F_{AH} = \frac{F_{r11} \cdot (l_{AB} - l_1)}{l_{AB}} = \frac{12872 \cdot (205 - 96,5)}{205} = 6812,75 \text{ N} \approx 6813 \text{ N}, \quad (6.3v1.10)$$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow -F_{r11} + F_{AH} + F_{BH} = 0$$

(6.3v1.11)

$$F_{BH} = F_{r11} - F_{AH} = 4938,1 - 6813 = -1874,9 \approx -1875 \text{ N},$$

$$\sum M_{BV} = 0 \rightarrow \frac{G_{s1}}{2} \cdot l_{s1} - F_{AV} \cdot l_{AB} + (F_{t1} + G_{z11}) \cdot (l_{AB} - l_1) - F_{a11} \cdot r_{11} + G_{z21} \cdot (l_{AB} - l_2) = 0$$

$$F_{AV} = \frac{\frac{G_{s1}}{2} \cdot l_{s1} + (F_{t1} + G_{z11}) \cdot (l_{AB} - l_1) - F_{a11} \cdot r_{11} + G_{z21} \cdot (l_{AB} - l_2)}{l_{AB}} \quad (6.3v1.12)$$

$$F_{AV} = \frac{3 \cdot 52 + (25930 + 4) \cdot (205 - 96,5) - 12092 \cdot 25,1 + 7 \cdot (205 - 172)}{205} = 12247,54 \text{ N} \approx 12248 \text{ N},$$

$$\sum F_v = 0 \rightarrow -\frac{G_{s1}}{2} + F_{AV} - F_{t1} - G_{z11} - G_{z21} + F_{BV} = 0$$

$$F_{BV} = \frac{G_{s1}}{2} - F_{AV} + F_{t1} + G_{z11} + G_{z21} \quad (6.3v1.13)$$

$$F_{BV} = 3 - 12248 + 25930 + 4 + 7 = 13696 \text{ N}$$

Rezultantne radijalne reakcije u osloncima A i B vratila V_1 :

$$F_A = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = \sqrt{6813^2 + 12247^2} = 14014,69 \text{ N} \approx 14015 \text{ N} \quad (6.3v1.14)$$

$$F_B = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} = \sqrt{(-1875)^2 + 13696^2} = 13823,75 \text{ N} \approx 13824 \text{ N} \quad (6.3v1.15)$$

Obzirom da na vratilo djeluje i aksijalna komponenta sile F_{t2} , čvrsto ležajno mjesto A preuzet će aksijalnu reakciju u iznosu:

$$F_{A,aksijalno} = F_{a11} = 12092 \text{ N} \quad (6.3v1.16)$$

6.3.1.2. Odabir ležajeva Vratila V_1

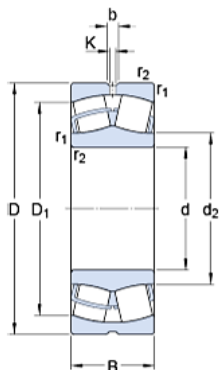
Vratilo V_1 na sebe preuzima sile koja nastaju kao posljedica prijenosa snage i gibanja pogosnkih elemenata transmisije. U ovom slučaju elementi prijenosna snage su spojka S_1 , zupčanici z_{11} ili z_{12} (ovisno o trenutnoj uključenoj brzini). Vratilo je učvršćeno na dva oslonca: Prvi oslonac, oslonac A, je čvrstog tipa dok je drugi oslonac, oslonac B, slobodnog tipa.

Ležajno mjesto A:

- radijalno opterećenje ležaja: $F_{r,A} = F_A = 14015 \text{ N}$
- aksijalno opterećenje ležaja: $F_{a,A} = F_{a11} = 12092 \text{ N}$


22206 E

SKF Explorer

Dimensions

d	30	mm
D	62	mm
B	20	mm
d ₂	≈ 37.6	mm
D ₁	≈ 53	mm
b	3.7	mm
K	2	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Slika 6.11. Ležaj vratila V₁, oslonac A

Ekvivalentno opterećenje, prema SKF kalkulatoru iznosi:

$$P_A = 21996 \text{ N} \quad (6.3v1.17)$$

Ležajno mjesto B:

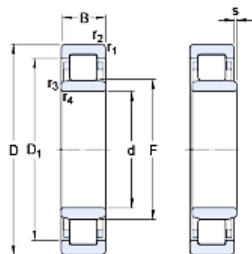
- radijalno opterećenje ležaja: $F_{r,B} = F_B = 13824 \text{ N}$



NU 2205 ECP

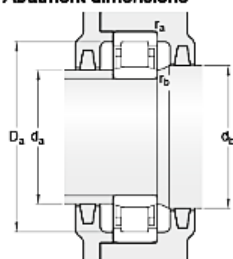
SKF Explorer

Dimensions



d	25	mm
D	52	mm
B	18	mm
D ₁	≈ 43.3	mm
F	31.5	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 0.6	mm
s	max. 1.8	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 28.9	mm
d _a	max. 30.4	mm
d _b	min. 33	mm
D _a	max. 46.4	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	39	kN
Basic static load rating	C ₀	34	kN
Fatigue load limit	P _u	4.2	kN
Reference speed		14000	r/min
Limiting speed		16000	r/min
Calculation factor	k _r	0.2	

Mass

Mass bearing	0.164	kg
--------------	-------	----

Appropriate products

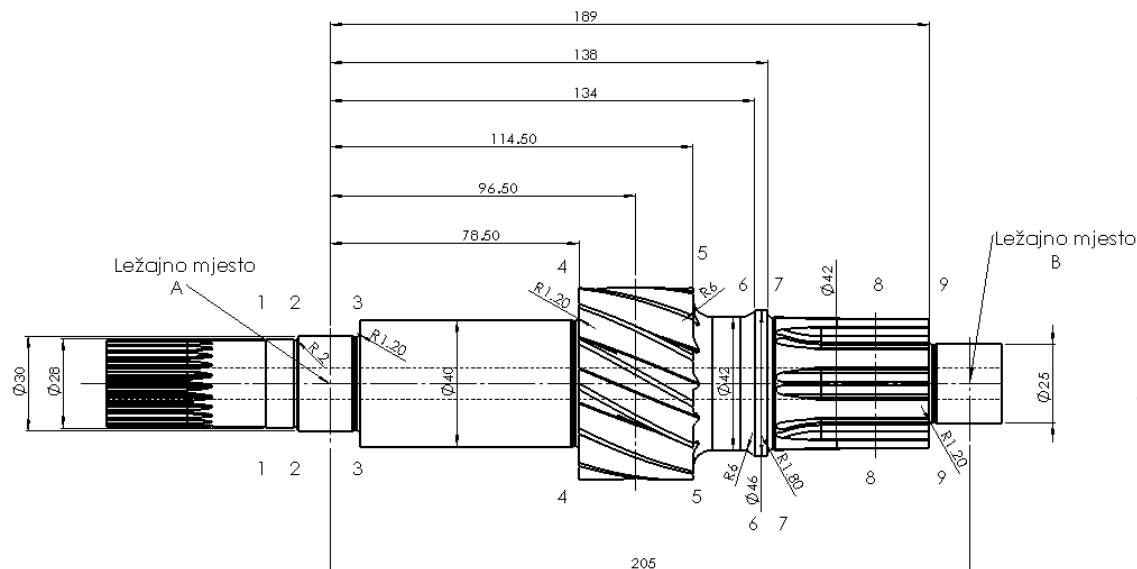
Angle ring	HJ 2205 EC
------------	------------

Slika 6.12. Ležaj vratila V₁, oslonac B

Ekvivalentno dinamičko opterećenje:

$$P_B = F_{r,B} = 13824 \text{ N} \quad (6.3v1.18)$$

Proračuni za ležajeve u osloncima A i B, (vidi slike 6.9. i 6.10.), rađeni su pomoću kalkulatora od proizvođača ležaja, SKF, te imaju višu nosivost obzirom na opterećenje. Potrebno je spomenuti kako su odabrani ležajevi već implementirani u transmisiji, prema [6].

6.3.1.3. Opterećenje momentima u presjecima vratila V_1 Slika 6.13. Vratilo V_1

Slika 6.11. prikazuje zupčaničko vratilo V_1 na kojem su označeni presjeci na kojim će se provjeriti sigurnost.

Ulazni podaci prema [7]:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fdI}}{1,73 \cdot \tau_{dI}} = \frac{500}{1,73 \cdot 260} = 1,11, \quad T_{V_1} = T_{em,maxs} \cdot K_A = 360 \cdot 1,6 = 576 \text{ Nm}. \quad (6.3v1.19)$$

Opterećenja vratila momentima u pojedinim presjecima

$$\begin{aligned} M_{red_1} &= \sqrt{(M_1 \cdot \beta_{kf1})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V_1} \cdot \beta_{kt1})^2} \\ &= \sqrt{(385,41 \cdot 1,48)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,36)^2} = 944,68 \text{ Nm} \approx 945 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.3v1.20)$$

$$M_1 = F_A \cdot 0,0275 = 14015 \cdot 0,0275 = 385,41 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.21)$$

$$D_1 = 30 \text{ mm}, d_1 = 28 \text{ mm}, \rho = 1 \text{ mm} \quad (6.3v1.22)$$

$$\frac{\rho_1}{d_1} = \frac{1}{28} = 0,036, \quad \frac{D_1}{d_1} = \frac{30}{28} = 1,071$$

prema [7], str. 36, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf1} = 1,48$

prema [7], str. 36, Dijagram 5. $\rightarrow \beta_{kt1} = 1,36$

$$\begin{aligned} M_{red_2} &= \sqrt{(M_2 \cdot \beta_{kf2})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt2})^2} & (6.3v1.23) \\ &= \sqrt{(140,15 \cdot 1,253)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,075)^2} = \\ &= 620,59 \text{ Nm} \approx 621 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_2 = F_A \cdot 0,01 = 14015 \cdot 0,01 = 140,15 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.24)$$

$$D_2 = 30 \text{ mm}, d_2 = 28 \text{ mm}, \rho_2 = 2 \text{ mm} \quad (6.3v1.25)$$

$$\frac{\rho_2}{d_2} = \frac{2}{28} = 0,0714, \quad \frac{D_1}{d_1} = \frac{30}{28} = 1,071$$

prema [7], str. 36, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf2} = 1,253$

prema [7], str. 36, Dijagram 5. $\rightarrow \beta_{kt2} = 1,075$

$$\begin{aligned} M_{red_3} &= \sqrt{(M_3 \cdot \beta_{kf3})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt3})^2} & (6.3v1.26) \\ &= \sqrt{(133,14 \cdot 1,9)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,57)^2} = \\ &= 905,37 \text{ Nm} \approx 905 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_3 = F_A \cdot 0,0095 = 14015 \cdot 0,0095 = 133,14 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.27)$$

$$D_3 = 40 \text{ mm}, d_3 = 30 \text{ mm}, \rho_3 = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v1.28)$$

$$\frac{\rho_3}{d_3} = \frac{1,2}{30} = 0,04, \quad \frac{D_3}{d_3} = \frac{40}{30} = 1,33$$

prema [7], str. 36, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf3} = 1,9$

prema [7], str. 36, Dijagram 5. $\rightarrow \beta_{kt3} = 1,57$

$$\begin{aligned} M_{red_4} &= \sqrt{(M_4 \cdot \beta_{kf4})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt4})^2} & (6.3v1.30) \\ &= \sqrt{(1100,17 \cdot 1,68)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,344)^2} = \\ &= 1992,47 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_4 = F_A \cdot 0,0785 = 14015 \cdot 0,0785 = 1100,17 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.31)$$

$$D_4 = 44,5 \text{ mm}, d_4 = 40 \text{ mm}, \rho_4 = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v1.32)$$

$$\frac{\rho_4}{d_4} = \frac{1,2}{40} = 0,03, \quad \frac{D_3}{d_3} = \frac{40}{30} = 1,33$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf4} = 1,68$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kt4} = 1,344$

$$\begin{aligned} M_{red5} &= \sqrt{(M_5 \cdot \beta_{kf5})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt5})^2} & (6.3v1.33) \\ &= \sqrt{(1251,1 \cdot 1,6)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,28)^2} = \\ &= 2124,13 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_5 = F_B \cdot (0,205 - 0,1145) = 13824 \cdot 0,0905 = 1251,1 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.34)$$

$$D_5 = 44,5 \text{ mm}, d_5 = 40 \text{ mm}, \rho_5 = 6 \text{ mm} \quad (6.3v1.35)$$

$$\frac{\rho_5}{d_5} = \frac{6}{40} = 0,15, \quad \frac{D_5}{d_5} = \frac{44,5}{40} = 1,11$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf5} = 1,6$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kt5} = 1,28$

$$\begin{aligned} M_{red6} &= \sqrt{(M_6 \cdot \beta_{kf6})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt6})^2} & (6.3v1.36) \\ &= \sqrt{(981,5 \cdot 1,6)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,28)^2} = \\ &= 1722,92 \text{ Nm} \approx 1723 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_6 = F_B \cdot (0,205 - 0,134) = 13824 \cdot 0,071 = 981,5 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.37)$$

$$D_6 = 46 \text{ mm}, d_6 = 40 \text{ mm}, \rho_6 = 6 \text{ mm} \quad (6.3v1.38)$$

$$\frac{\rho_6}{d_6} = \frac{6}{40} = 0,15, \quad \frac{D_6}{d_6} = \frac{46}{40} = 1,15$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf6} = 1,6$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kt6} = 1,28$

$$\begin{aligned} M_{red7} &= \sqrt{(M_7 \cdot \beta_{kf7})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt7})^2} & (6.3v1.39) \\ &= \sqrt{(926,21 \cdot 1,34)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,072)^2} = \\ &= 1375,75 \text{ Nm} \approx 1376 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_7 = F_B \cdot (0,205 - 0,138) = 13824 \cdot 0,067 = 926,21 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.40)$$

$$D_7 = 46 \text{ mm}, d_7 = 42 \text{ mm}, \rho_7 = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v1.41)$$

$$\frac{\rho_7}{d_7} = \frac{1,2}{42} = 0,285 \approx 0,3, \quad \frac{D_7}{d_7} = \frac{46}{42} = 1,095$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf7} = 1,34$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kt7} = 1,072$

$$\begin{aligned} M_{red8} &= \sqrt{(M_8 \cdot \beta_{kf8})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V1} \cdot \beta_{kt8})^2} & (6.3v1.42) \\ &= \sqrt{(456,2 \cdot 1,26)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 576 \cdot 1,008)^2} = \\ &= 801,2 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_8 = F_B \cdot (0,205 - 0,172) = 13824 \cdot 0,033 = 456,2 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.43)$$

$$D_8 = 42 \text{ mm}, d_8 = 36 \text{ mm}, \rho_8 = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v1.44)$$

$$\frac{\rho_8}{d_8} = \frac{1,56}{36} = 0,043, \quad \frac{D_8}{d_8} = \frac{46}{42} = 1,095$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf8} = 1,26$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kt8} = 1,008$

$$M_{red9} = \sqrt{(M_9 \cdot \beta_{kf9})^2} = \sqrt{(221,2 \cdot 1,34)^2} = 296,41 \text{ Nm} \quad (6.3v1.45)$$

$$M_9 = F_B \cdot (0,205 - 0,189) = 13824 \cdot 0,016 = 221,2 \text{ Nm}, \quad (6.3v1.46)$$

$$D_9 = 42 \text{ mm}, d_9 = 25 \text{ mm}, \rho_9 = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v1.47)$$

$$\frac{\rho_9}{d_9} = \frac{1,2}{36} = 0,033, \quad \frac{D_9}{d_9} = \frac{42}{25} = 1,68$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf9} = 1,34$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kt9} = 1,072$

6.3.1.4. Kontrola postojeće sigurnosti pojedinih presjeka vratila V_1

Presjek 1

$$S_{post1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDI}}{\sigma_{red1}} = \frac{0,91 \cdot 1 \cdot 600}{437,60} = 1,247 \quad (6.3v1.48)$$

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{red1}}{W_1} = \frac{M_{red1}}{0,1d_1^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{945000}{0,1 \cdot 28^3 (1-0,357^4)} = 437,60 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.49)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_1} = \frac{10}{28} = 0,357$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,91 \quad (6.3v1.50)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 1$$

Presjek 2

$$S_{post2} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red2}} = \frac{0,9 \cdot 1 \cdot 600}{232,76} = 2,32 \quad (6.3v1.51)$$

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_2} = \frac{M_{red1}}{0,1d_2^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{621000}{0,1 \cdot 30^3 (1-0,33^4)} = 232,76 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.52)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_2} = \frac{10}{30} = 0,33$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,9 \quad (6.3v1.53)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 1$$

Presjek 3

$$S_{post3} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red2}} = \frac{0,9 \cdot 1 \cdot 600}{339,21} = 1,60 \quad (6.3v1.54)$$

$$\sigma_{red3} = \frac{M_{red3}}{W_3} = \frac{M_{red3}}{0,1d_3^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{905000}{0,1 \cdot 30^3 (1-0,33^4)} = 339,21 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.55)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_3} = \frac{10}{30} = 0,33$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,9 \quad (6.3v1.56)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 1$$

Presjek 4

$$S_{post4} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red4}} = \frac{0,85 \cdot 1 \cdot 600}{312,5} = 1,63 \quad (6.3v1.57)$$

$$\sigma_{red4} = \frac{M_{red4}}{W_4} = \frac{M_{red4}}{0,1d_4^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{1992470}{0,1 \cdot 40^3 (1-0,25^4)} = 312,54 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.58)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_1} = \frac{10}{40} = 0,25$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

faktor veličine strojnog dijela, prema [7] $\rightarrow b_1 = 0,85$ (6.3v1.59)

faktor kvalitete površinske obrade, prema [7] $\rightarrow b_2 = 1$

Presjek 5

$$S_{post5} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red5}} = \frac{0,87 \cdot 1 \cdot 600}{333,20} = 1,56 \quad (6.3v1.60)$$

$$\sigma_{red5} = \frac{M_{red5}}{W_5} = \frac{M_{red5}}{0,1d_5^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{2124130}{0,1 \cdot 40^3 (1-0,25^4)} = 333,20 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.61)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_5} = \frac{10}{40} = 0,25$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

faktor veličine strojnog dijela, prema [7] $\rightarrow b_1 = 0,87$ (6.3v1.62)

faktor kvalitete površinske obrade, prema [7] $\rightarrow b_2 = 1$

Presjek 6

$$S_{post6} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red6}} = \frac{0,87 \cdot 1 \cdot 600}{270,27} = 1,93 \quad (6.3v1.63)$$

$$\sigma_{red6} = \frac{M_{red6}}{W_6} = \frac{M_{red6}}{0,1d_6^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{1723000}{0,1 \cdot 40^3 (1-0,25^4)} = 270,27 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.64)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_6} = \frac{10}{40} = 0,25$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

faktor veličine strojnog dijela, prema [7] $\rightarrow b_1 = 0,87$ (6.3v1.65)

faktor kvalitete površinske obrade, prema [7] $\rightarrow b_2 = 1$

Presjek 7

$$S_{post7} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red7}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 600}{207,05} = 2,34 \quad (6.3v1.66)$$

$$\sigma_{red6} = \frac{M_{red6}}{W_6} = \frac{M_{red6}}{0,1d_6^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{1529100}{0,1 \cdot 42^3 (1-0,238^4)} = 207,05 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.67)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_7} = \frac{10}{42} = 0,238$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,85 \quad (6.3v1.68)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 0,95$$

Presjek 8

$$S_{post8} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{JDI}}{\sigma_{red8}} = \frac{0,84 \cdot 0,95 \cdot 600}{135,87} = 3,52 \quad (6.3v1.69)$$

$$\sigma_{red8} = \frac{M_{red8}}{W_7} = \frac{801200}{5897} = 135,87 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.70)$$

$$W_8 = 0,1 \cdot \left(\frac{d_8 + d_{8,i}}{2} \right)^3 \cdot (1-\psi^4) = 0,1 \cdot \left(\frac{42 + 36}{2} \right)^3 \cdot (1-0,277^4) =$$

$$= 5896,98 \text{ mm}^3 \approx 5897 \text{ mm}^3$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_{8,i}} = \frac{10}{36} = 0,277$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,84 \quad (6.3v1.71)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 0,95$$

$$S_{post9} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdI}}{\sigma_{red9}} = \frac{0,92 \cdot 1 \cdot 600}{195} = 2,92 \quad (6.3v1.72)$$

$$\sigma_{red9} = \frac{M_{red9}}{W_9} = \frac{296410}{1522,5} = 194,68 \text{ N/mm}^2 \approx 195 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v1.73)$$

$$W_9 = 0,1 \cdot d_9^3 (1 - \psi^4) = 0,1 \cdot 25^3 (1 - 0,4^4) = 1522,5 \text{ mm}^3$$

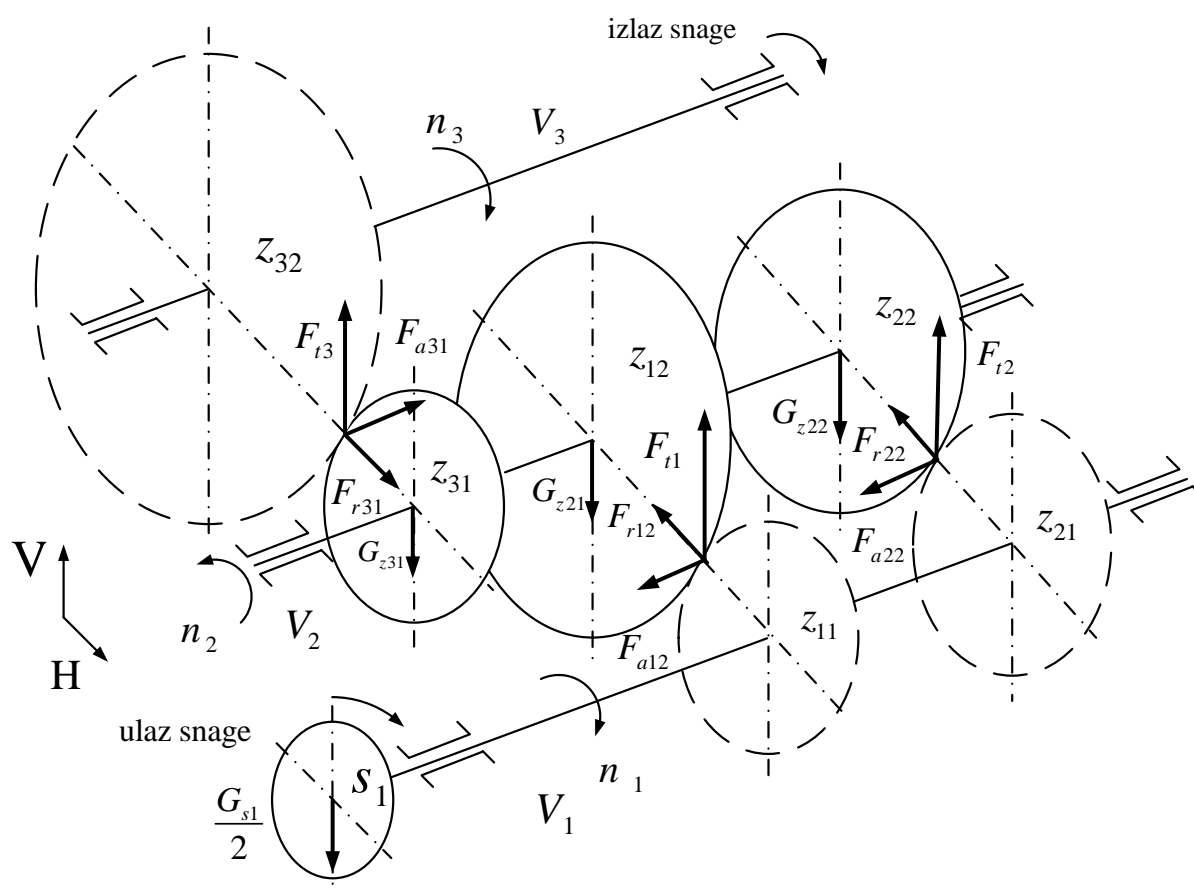
$$\psi = \frac{d_u}{d_9} = \frac{10}{25} = 0,4 - \text{omjer unutrašnjeg i}$$

vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,92 \quad (6.3v1.74)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 1$$

6.3.2. Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti vratila V_2



Slika 6.14. Opterećenje vratila V_2

6.3.2.1. Opterećenja na vratilu V_2 **Sile na zupčaniku z_{12} :**

Tangencijalna (obodna) sila

$$F_{t1} = 25929,4 \text{ N} \approx 25930 \text{ N} \quad (6.3v2.1)$$

Radijalna sila

$$F_{r12} = F_{t1} \tan(\alpha_{tw1}) = 25930 \cdot \tan(26,4^\circ) = 12871,76 \text{ N} \approx 12872 \text{ N} \quad (6.3v2.2)$$

Aksijalna sila

$$F_{a12} = F_{t1} \tan(\beta_1) = 25930 \cdot \tan(25^\circ) = 12091,57 \text{ N} \approx 12092 \text{ N} \quad (6.3v2.3)$$

Sile na zupčaniku z_{22} :

Tangencijalna (obodna) sila

$$F_{t2} = 18525 \text{ N} \quad (6.3v2.4)$$

Radijalna sila

$$F_{r22} = F_{t2} \tan(\alpha_{tw2}) = 18525 \cdot \tan(26,4^\circ) = 9195,89 \text{ N} \approx 9196 \text{ N} \quad (6.3v2.5)$$

Aksijalna sila

$$F_{a22} = F_{t2} \tan(\beta_2) = 18525 \cdot \tan(25^\circ) = 8638,65 \text{ N} \approx 8639 \text{ N} \quad (6.3v2.6)$$

Sile na zupčaniku z_{31} :

Tangencijalna (obodna) sila

$$F_{t3} = 54125 \text{ N} \quad (6.3v2.7)$$

Radijalna sila

$$F_{r31} = F_{t3} \tan(\alpha_{tw3}) = 54125 \cdot \tan(24,817^\circ) = 25028,75 \text{ N} \approx 25029 \text{ N} \quad (6.3v2.8)$$

Aksijalna sila

$$F_{a31} = F_{t3} \tan(\beta_3) = 54125 \cdot \tan(22^\circ) = 21867,92 \text{ N} \approx 21868 \text{ N} \quad (6.3v2.9)$$

Obzirom da su sile na zupčaniku z_{12} veće od sila na zupčaniku z_{22} za kontrolni proračun vratila koristiti ćemo opterećenja izazvana prvim navedenim. U tom slučaju vratilo je nepovoljnije opterećeno te je potrebno provjeriti čvrstoću vratila kada je uključena prva brzina odnosno kada se snaga iz elektromotora prenosi na zupčanički par z_{11} - z_{12} .

Težine elemenata na vratilu V_2 Zupčanik z_{12}

$$G_{z12} = m_{z12} \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N} \approx 20 \text{ N} \quad (6.3v2.10)$$

Zupčanik z_{22}

$$G_{z22} = m_{z22} \cdot g = 1,9,81 = 18,15 \text{ N} \quad (6.3v2.11)$$

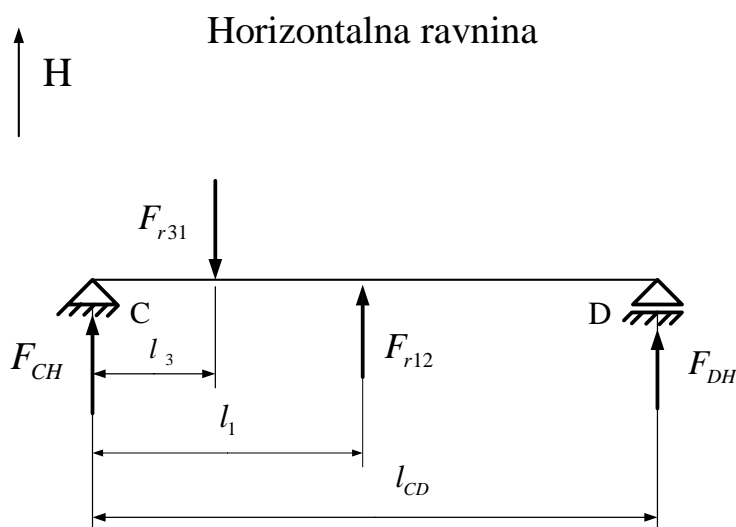
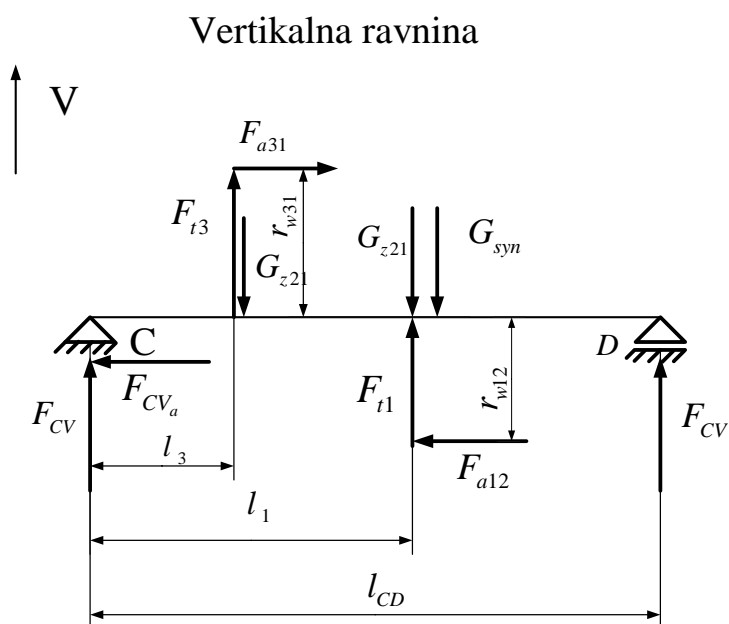
Zupčanik z_{31}

$$G_{z31} = m_{z31} \cdot g = 1,6 \cdot 9,81 = 15,69 \text{ N} \approx 16 \text{ N} \quad (6.3v2.12)$$

Sinhron

$$G_{syn} = m_{syn} \cdot g = 1,1 \cdot 9,81 = 10,79 \text{ N} \approx 11 \text{ N} \quad (6.3v2.13)$$

Opterećenja na vratilu podijelit ćemo u dvije ravnine, prema [7].

Slika 6.15. Horizontalna ravnina vratila V_2 Slika 6.16. Vertikalna ravnina vratila V_2

Reakcije u osloncima C i D

$$\sum M_{DH} = 0 \rightarrow -F_{CH} \cdot l_{CD} + F_{r31} \cdot (l_{CD} - l_3) - F_{r12} \cdot (l_{CD} - l_1) = 0$$

$$F_{CH} = \frac{-F_{r12} \cdot (l_{CD} - l_1) + F_{r31} \cdot (l_{CD} - l_3)}{l_{CD}} = \frac{-12872 \cdot (205 - 140) + 25029 \cdot (205 - 41,5)}{205} \quad (6.3v2.14)$$

$$= 15880,78 \text{ N} \approx 15881 \text{ N},$$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow F_{CH} - F_{r31} + F_{r12} + F_{DH} = 0 \quad (6.3v2.15)$$

$$F_{DH} = F_{r31} - F_{CH} - F_{r12} = 25029 - 15881 - 12872 = -3724 \text{ N},$$

$$\sum M_{DV} = 0 \rightarrow -F_{CV} \cdot l_{CD} + G_{z31} \cdot (l_{CD} - l_3) - F_{t3} \cdot (l_{CD} - l_3) + F_{a31} \cdot r_{w31} + (-F_{t1} + G_{syn} + G_{z12}) \cdot (l_{CD} - l_1) + F_{a12} \cdot r_{w12} = 0$$

$$F_{CV} = \frac{G_{z31} \cdot (l_{CD} - l_3) - F_{t3} \cdot (l_{CD} - l_3) - F_{a31} \cdot r_{w31} + (-F_{t1} + G_{syn} + G_{z12}) \cdot (l_{CD} - l_1) + F_{a12} \cdot r_{w12}}{l_{CD}} \quad (6.3v2.16)$$

$$F_{CV} = \frac{16(205 - 41,5) - 54125 \cdot (205 - 41,5) - 21868 \cdot 32,35 + (-25930 + 11 + 20) \cdot (205 - 140) - 12092 \cdot 66,02}{205} =$$

$$= -58712,2 \text{ N},$$

$$\sum F_V = 0 \rightarrow F_{CV} + F_{t3} - G_{z31} + F_{t1} - G_{syn} - G_{z12} + F_{DV} = 0 \quad (6.3v2.17)$$

$$F_{DV} = -F_{CV} - F_{t3} + G_{z31} - F_{t1} + G_{syn} + G_{z12}$$

$$F_{DV} = 58712,2 - 54125 + 16 - 25929,4 + 11 + 20 = -21295,2 \text{ N}$$

Rezultantne radijalne reakcije u osloncima C i D vratila V₂:

$$F_C = \sqrt{F_{CH}^2 + F_{CV}^2} = \sqrt{15881^2 + (-58712,2)^2} = 60822,1 \text{ N} \quad (6.3v2.18)$$

$$F_D = \sqrt{F_{DH}^2 + F_{DV}^2} = \sqrt{(-3724)^2 + (-21295,2)^2} = 21618,36 \text{ N} \quad (6.3v2.19)$$

Obzirom da na vratilo djeluju i aksijalne komponenta sile F_{t1} i F_{t3} , čvrsto ležajno mjesto C preuzet će aksijalnu reakciju u iznosu:

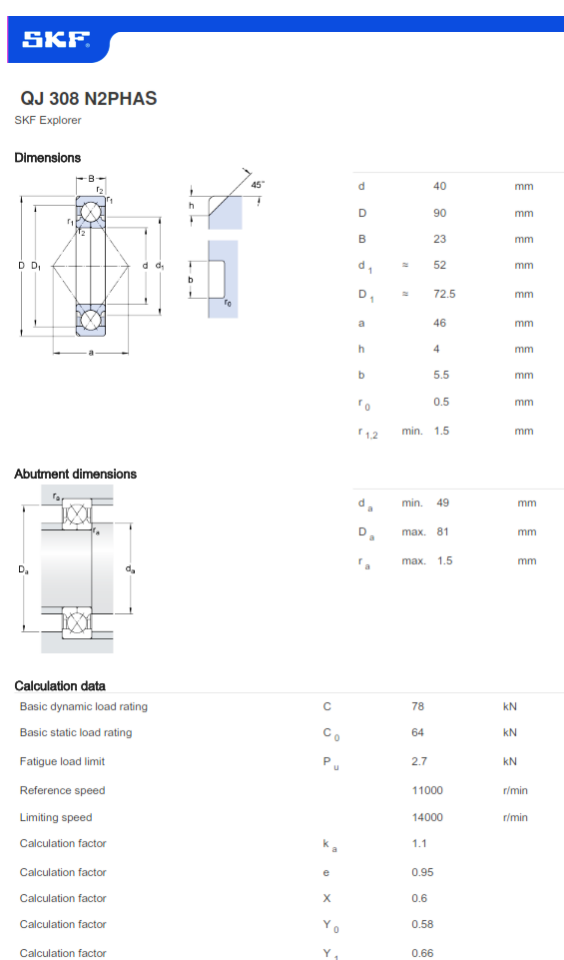
$$F_{CV,a} = F_{a31} - F_{a12} = 21868 - 12092 = 9776 \text{ N} \quad (6.3v2.20)$$

6.3.2.2. Odabir ležajeva Vratila V_2

Vratilo V_2 na sebe preuzima sile koja nastaju kao posljedica prijenosa snage i gibanja pogonskih elemenata transmisije. U ovom slučaju elementi prijenosna snage su zupčanici z_{12} ili z_{22} (ovisno o trenutnoj uključenoj brzini) i z_{31} . Vratilo je učvršćeno na dva oslonca: Prvi oslonac, oslonac C, je čvrstog tipa dok je drugi oslonac, oslonac D, slobodnog tipa.

Ležajno mjesto C:

- radijalno opterećenje ležaja: $F_{r,C} = F_C = 60822 \text{ N}$
- aksijalno opterećenje ležaja: $F_{a,C} = F_{CV,a} = 9776 \text{ N}$

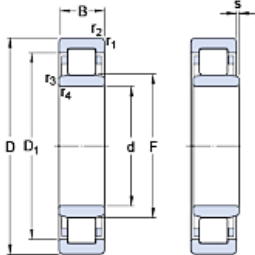
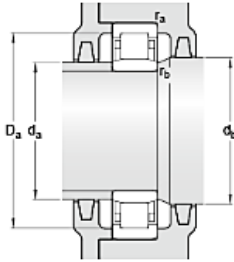
Slika 6.17. Ležaj vratila V_2 , oslonac C

Ekvivalentno opterećenje, prema SKF kalkulatoru iznosi:

$$P_C = 38307 \text{ N} \quad (6.3v2.21)$$

Ležajno mjesto D:

- radijalno opterećenje ležaja: $F_{r,D} = F_D = 21618,36 \text{ N}$

SKF			
NU 2206 ECP			
SKF Explorer			
Dimensions			
	d	30	mm
	D	62	mm
	B	20	mm
	D_1	≈ 51.95	mm
	F	37.5	mm
	$r_{1,2}$	min. 1	mm
	$r_{3,4}$	min. 0.6	mm
	s	max. 1.8	mm
Abutment dimensions			
	d_a	min. 34.3	mm
	d_a	max. 36.1	mm
	d_b	min. 39	mm
	D_a	max. 55.9	mm
	r_a	max. 1	mm
	r_b	max. 0.6	mm
Calculation data			
Basic dynamic load rating	C	55	kN
Basic static load rating	C_0	49	kN
Fatigue load limit	P_u	6.1	kN
Reference speed		13000	r/min
Limiting speed		14000	r/min
Calculation factor	k_r	0.2	
Mass			
Mass bearing		0.257	kg

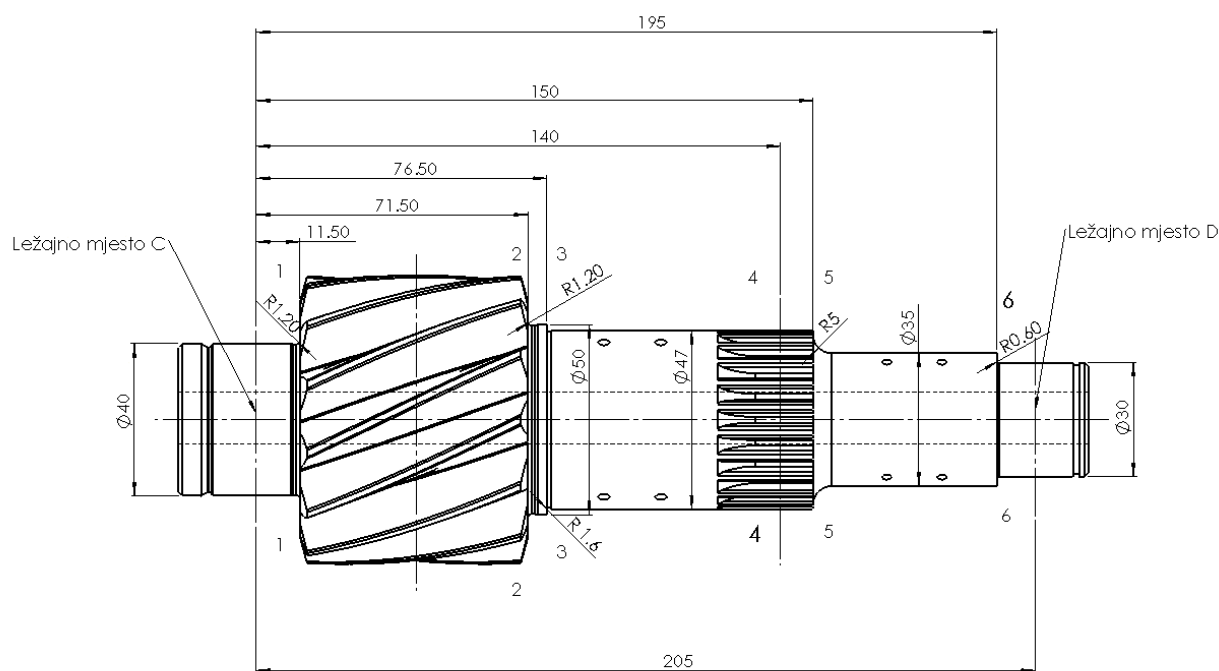
Slika 6.18. Ležaj vratila V_2 , oslonac D

Ekvivalentno dinamičko opterećenje:

$$P_D = F_{r,D} = 21618,36 \text{ N} \quad (6.3v2.22)$$

Proračuni za ležajeve u osloncima C i D, (vidi slike 6.15. i 6.16.), rađeni su pomoću kalkulatora od proizvođača ležaja, SKF, te imaju višu nosivost obzirom na opterećenje. Potrebno je spomenuti kako su odabrani ležajevi već implementirani u transmisiji, prema [6].

6.3.2.3. Opterećenje momentima u presjecima vratila V_2



Slika 6.19. Vratilo V_2

Slika 6.17. prikazuje zupčaničko vratilo V_2 na kojem su označeni presjeci na kojim će se provjeriti sigurnost.

Ulazni podaci prema [1,7]:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fdI}}{1,73 \cdot \tau_{tD}} = \frac{600}{1,73 \cdot 260} = 1,11, \quad (6.3v2.23)$$

$$T_{V_2} = T_{em,maks} \cdot K_A \cdot u_1 = 360 \cdot 1,6 \cdot 2,538 = 1461,88 \text{ Nm} \approx 1462 \text{ Nm}.$$

Opterećenja vratila momentima u pojedinim presjecima

$$M_{red_1} = \sqrt{(M_1 \cdot \beta_{kf1})^2} \quad (6.3v2.24)$$

$$= \sqrt{(699,45 \cdot 2,12)^2} = 1482,83 \text{ Nm}$$

$$M_1 = F_C \cdot 0,0115 = 60822 \cdot 0,0115 = 699,45 \text{ Nm}, \quad (6.3v2.25)$$

$$D_1 = 55,44 \text{ mm}, d_1 = 40 \text{ mm}, \rho = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v2.26)$$

$$\frac{\rho_1}{d_1} = \frac{1,2}{40} = 0,03, \quad \frac{D_1}{d_1} = \frac{55,44}{40} = 1,39$$

prema [7], str. 36, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf1} = 2,12$

$$M_{red_2} = \sqrt{(M_2 \cdot \beta_{kf2})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V2} \cdot \beta_{kt2})^2} \quad (6.3v2.27)$$

$$= \sqrt{(2725 \cdot 1,06)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 1462 \cdot 1,385)^2} =$$

$$= 3483,14 \text{ Nm}$$

$$M_2 = F_C \cdot 0,0715 - F_{t3} \cdot 0,03 = 60822 \cdot 0,0715 - 54125 \cdot 0,03 = 2725 \text{ Nm} \quad (6.3v2.28)$$

$$D_2 = 55,44 \text{ mm}, d_2 = 50 \text{ mm}, \rho_2 = 1,2 \text{ mm} \quad (6.3v2.29)$$

$$\frac{\rho_2}{d_2} = \frac{1,2}{50} = 0,024, \quad \frac{D_2}{d_2} = \frac{55,44}{50} = 1,1$$

prema [7], str. 36, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf2} = 1,06$

prema [7], str. 36, Dijagram 5. $\rightarrow \beta_{kt2} = 1,385$

$$M_{red_3} = \sqrt{(M_3 \cdot \beta_{kf3})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V2} \cdot \beta_{kt3})^2} \quad (6.3v2.30)$$

$$= \sqrt{(2759 \cdot 1,28)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 1462 \cdot 1,2)^2} =$$

$$= 3863,82 \text{ Nm} \approx 3864 \text{ Nm}$$

$$M_3 = F_C \cdot 0,0765 - F_{t3} \cdot 0,035 = 60822 \cdot 0,0765 - 54125 \cdot 0,035 =$$

$$= 2758,52 \text{ Nm} \approx 2759 \text{ Nm}, \quad (6.3v2.31)$$

$$D_3 = 50 \text{ mm}, d_3 = 47 \text{ mm}, \rho_3 = 1,6 \text{ mm} \quad (6.3v2.32)$$

$$\frac{\rho_3}{d_3} = \frac{1,6}{47} = 0,034, \quad \frac{D_3}{d_3} = \frac{50}{47} = 1,06$$

prema [7], str. 36, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf3} = 1,28$

prema [7], str. 36, Dijagram 5. $\rightarrow \beta_{kt3} = 1,2$

$$M_{red_4} = \sqrt{(M_4 \cdot \beta_{kf4})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{V2} \cdot \beta_{kt4})^2} \quad (6.3v2.33)$$

$$= \sqrt{(1405,2 \cdot 1,5)^2 + 0,75 \cdot (1,11 \cdot 1462 \cdot 1,45)^2} =$$

$$= 2931,82 \text{ Nm} \approx 2932 \text{ Nm}$$

$$M_4 = F_D \cdot (0,205 - 0,140) = 21618,36 \cdot 0,065 = 1405,2 \text{ Nm}, \quad (6.3v2.34)$$

$$D_4 = 47 \text{ mm}, d_4 = 43 \text{ mm}, \rho_4 = 0,9 \text{ mm} \quad (6.3v2.35)$$

$$\frac{\rho_4}{d_4} = \frac{0,9}{43} = 0,02, \quad \frac{D_4}{d_4} = \frac{47}{43} = 1,09$$

prema [7], str. 37, Dijagram 4. $\rightarrow \beta_{kf4} = 1,5$

prema [7], str. 37, Dijagram 5. $\rightarrow \beta_{kt4} = 1,45$

$$M_{red5} = \sqrt{(M_5 \cdot \beta_{kf5})^2} = \sqrt{(1189 \cdot 1,38)^2} = 1640,82 \text{ Nm} \approx 1641 \text{ Nm} \quad (6.3v2.36)$$

$$M_5 = F_D \cdot (0,205 - 0,150) = 21618,36 \cdot 0,055 = 1189 \text{ Nm} \quad (6.3v2.37)$$

$$D_5 = 43 \text{ mm}, d_5 = 35 \text{ mm}, \rho_5 = 5 \text{ mm} \quad (6.3v2.38)$$

$$\frac{\rho_5}{d_5} = \frac{5}{35} = 0,14, \quad \frac{D_5}{d_5} = \frac{44}{35} = 1,22$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf5} = 1,38$

$$M_{red6} = \sqrt{(M_6 \cdot \beta_{kf6})^2} = \sqrt{(216,2 \cdot 1,72)^2} = 371,86 \text{ Nm} \approx 372 \text{ Nm} \quad (6.3v2.39)$$

$$M_6 = F_D \cdot (0,205 - 0,195) = 21618,36 \cdot 0,01 = 216,2 \text{ Nm}, \quad (6.3v2.40)$$

$$D_6 = 35 \text{ mm}, d_6 = 30 \text{ mm}, \rho_6 = 0,6 \text{ mm} \quad (6.3v2.41)$$

$$\frac{\rho_6}{d_6} = \frac{0,6}{30} = 0,02, \quad \frac{D_6}{d_6} = \frac{35}{30} = 1,17$$

prema [7], str. 37, Tablica 3. $\rightarrow \beta_{kf6} = 1,72$

6.3.2.4. Kontrola postojeće sigurnosti pojedinih presjeka vratila V_1

Presjek 1

$$S_{post1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdl}}{\sigma_{red1}} = \frac{0,85 \cdot 1 \cdot 600}{235,22} = 2,17 \quad (6.3v2.42)$$

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{red1}}{W_1} = \frac{M_{red1}}{0,1d_1^3 \cdot (1 - \psi^4)} = \frac{1482,83}{0,1 \cdot 40^3 (1 - 0,35^4)} = 235,22 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v2.43)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_1} = \frac{14}{40} = 0,35$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

faktor veličine strojnog dijela, prema [7] $\rightarrow b_1 = 0,85$ (6.3v2.44)

faktor kvalitete površinske obrade, prema [7] $\rightarrow b_2 = 1$

Presjek 2

$$S_{post2} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDI}}{\sigma_{red2}} = \frac{0,83 \cdot 0,9 \cdot 600}{280,38} = 1,60 \quad (6.3v2.45)$$

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_2} = \frac{M_{red2}}{0,1d_2^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{3483140}{0,1 \cdot 50^3 (1-0,28^4)} = 280,37 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v2.46)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_2} = \frac{14}{50} = 0,28$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

faktor veličine strojnog dijela, prema [7] $\rightarrow b_1 = 0,83$ (6.3v2.47)

faktor kvalitete površinske obrade, prema [7] $\rightarrow b_2 = 0,9$

Presjek 3

$$S_{post3} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDI}}{\sigma_{red3}} = \frac{0,83 \cdot 0,95 \cdot 600}{375,2} = 1,26 \quad (6.3v2.48)$$

$$\sigma_{red3} = \frac{M_{red3}}{W_3} = \frac{M_{red3}}{0,1d_3^3 \cdot (1-\psi^4)} = \frac{3864000}{0,1 \cdot 47^3 (1-0,3^4)} = 375,2 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v2.49)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_3} = \frac{14}{47} = 0,3$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

faktor veličine strojnog dijela, prema [7] $\rightarrow b_1 = 0,85$ (6.3v2.50)

faktor kvalitete površinske obrade, prema [7] $\rightarrow b_2 = 0,95$

Presjek 4

$$S_{post4} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDI}}{\sigma_{red4}} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 600}{325} = 1,5 \quad (6.3v2.51)$$

$$\sigma_{red4} = \frac{M_{red4}}{W_4} = \frac{M_{red4}}{0,1 \left(\frac{d_4 + d_{4,i}}{2} \right)^3 \cdot (1 - \psi^4)} = \frac{2932000}{0,1 \cdot \left(\frac{47 + 43}{2} \right)^3 (1 - 0,311^4)} = \quad (6.3v2.52)$$

$$= 324,79 \text{ N/mm}^2 \approx 325 \text{ N/mm}^2$$

$$\psi = \frac{d_u}{\left(\frac{d_4 + d_{4,i}}{2} \right)} = \frac{14}{\left(\frac{47 + 43}{2} \right)} = 0,311$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,85 \quad (6.3v2.53)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 0,95$$

Presjek 5

$$S_{post5} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{JDI}}{\sigma_{red5}} = \frac{0,87 \cdot 0,95 \cdot 600}{393} = 1,3 \quad (6.3v2.54)$$

$$\sigma_{red5} = \frac{M_{red5}}{W_5} = \frac{M_{red5}}{0,1d_5^3 \cdot (1 - \psi^4)} = \frac{1641000}{0,1 \cdot 35^3 (1 - 0,4^4)} = \quad (6.3v2.55)$$

$$= 392,82 \text{ N/mm}^2 \approx 393 \text{ N/mm}^2$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_5} = \frac{14}{35} = 0,4$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,87 \quad (6.3v2.56)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 0,95$$

Presjek 6

$$S_{post6} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{JDI}}{\sigma_{red6}} = \frac{0,87 \cdot 1 \cdot 600}{92,25} = 5,65 \quad (6.3v2.57)$$

$$\sigma_{red6} = \frac{M_{red6}}{W_6} = \frac{M_{red6}}{0,1d_6^3 \cdot (1 - \psi^4)} = \frac{402130}{0,1 \cdot 35^3 (1 - 0,4^4)} = 92,25 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3v2.58)$$

$$\psi = \frac{d_u}{d_6} = \frac{14}{35} = 0,4$$

ψ – omjer unutrašnjeg i vanjskog promjera vratila, prema [8]

$$\text{faktor veličine strojnog dijela, prema [7]} \rightarrow b_1 = 0,87 \quad (6.3v2.59)$$

$$\text{faktor kvalitete površinske obrade, prema [7]} \rightarrow b_2 = 1$$

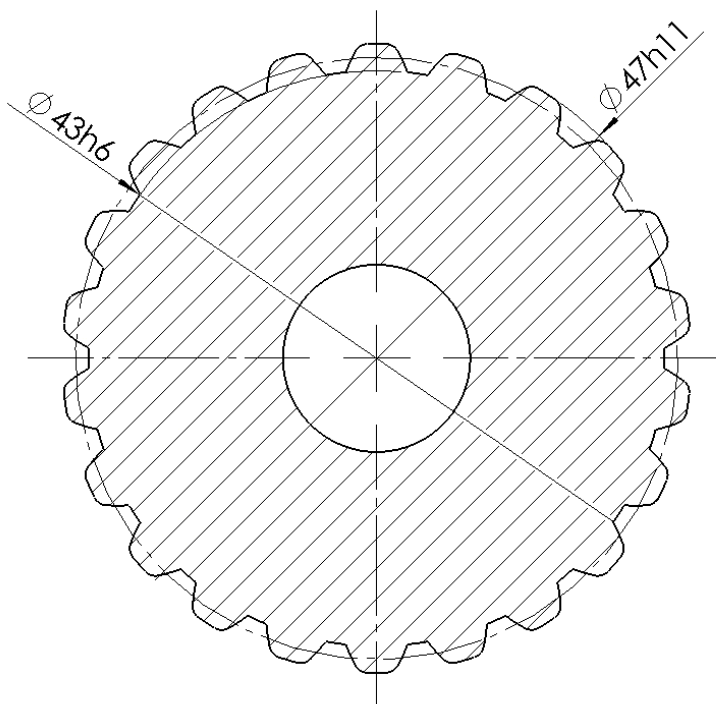
6.3.3. Proračun evolventnog spoja zupčastog vratila V_2 sa sinhronom

U ovom potpoglavlju izvršena je analiza evolventnog spoja vratila V_2 sa sinhronom.

Snaga se prenosi s ulaznog vratila V_1 preko zupčaničkih parova z_{11} - z_{12} ili z_{21} - z_{22} (ovisno o trenutno uključenoj brzini) na vratilo V_2 preko evolventnog ozubljenja (vidi sliku 6.18.) do izlaznog vratila V_3 . Na evolventni bok djeluje bočki tlak koji je posljedica prijenosa momenta (snage), a najveći iznos navedenog tlaka najveći je upravo onda kada je uključena prva brzina prijenosa. U tom slučaju moment, odnosno sila je maksimalnog iznosa:

$$T_{evol} = T_{em,maks} \cdot K_A \cdot u_1 = 360 \cdot 1,6 \cdot 2,538 = 1461,88 \text{ Nm} \quad (6.3.3.1)$$

$$F_{t,V2} = \frac{T_{evol}}{r_0} = \frac{1461,88}{0,022} = 66449,1 \text{ N} \quad (6.3.3.2)$$



Slika 6.20. Evolventno ozubljenje na vratilu V_2 , DIN 5480

Dimenzije evolventnog ozubljenja:

$$\begin{aligned}
 m &= 2 - \text{modul} & (6.3.3.3) \\
 z &= 22 - \text{broj zubi} \\
 d_0 &= z \cdot m = 44 \text{ mm} \\
 d_1 &= 47 \text{ mm} \\
 d_2 &= d_1 - 2m = 47 - 4 = 43 \text{ mm} \\
 d_3 &= d_1 - 0,2m = 47 - 0,4 = 46,6 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Prema [2], tlak koji djeluje na evolventni bok iznosi:

$$p = k \frac{F_{t1}}{h \cdot l_t \cdot z} = 1,35 \frac{66449}{1,8 \cdot 30 \cdot 22} = 75,5 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3.3.4)$$

$k \approx 1,35$ – faktor nosivosti kod evolventnog ozubljenja, prema [2]

$$h = \frac{1}{2}(d_3 - d_2) = \frac{1}{2}(46,6 - 43) = 1,8 \text{ mm}$$

$$l_t = 30 \text{ mm}$$

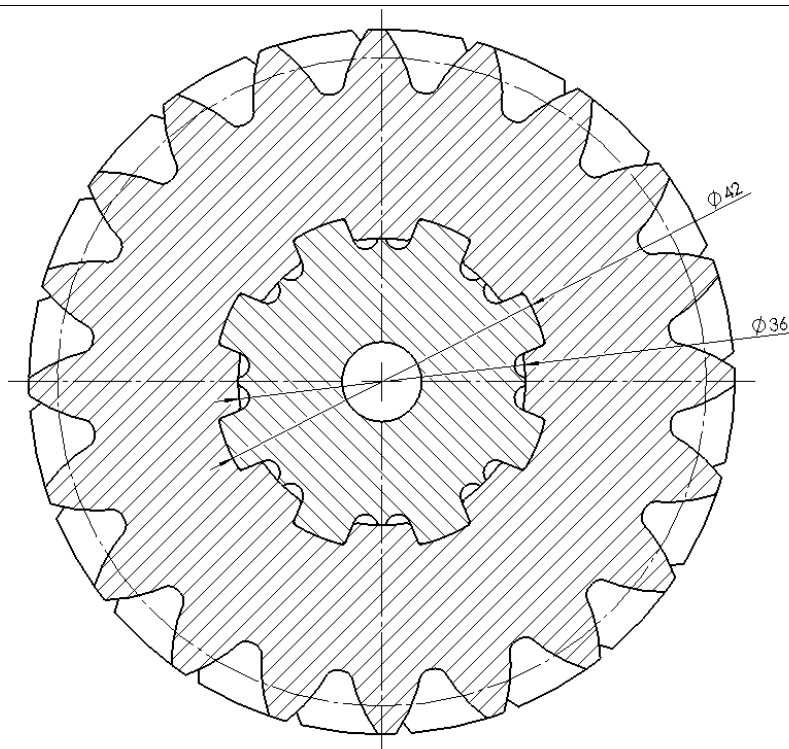
$$p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2, \text{ prema [8]}$$

6.3.4. Proračun klinastog spoja vratila V_1 i zupčanika z_{21}

Kao što je u prethodnom poglavlju analiziran evolventni spoj vratila V_2 sa sinhornom, na sličan način ostvarena je veza zupčanika z_{21} sa vratilom V_1 (vidi sliku 6.19.). Na vratilu V_1 napravljenu su klinovi, a na zupčaniku z_{21} utori za klinove. U ovom slučaju umjesto evolventne veze korištena je veza klinovima koja mora prenijeti zakretni moment kada je uključena druga brzina transmisije. Iznos obodne sile koja vrši tlak na bok klina je:

$$T_{klin} = T_{em,maks} \cdot K_A = 360 \cdot 1,6 = 576 \text{ Nm} \quad (6.3.4.1)$$

$$F_{t,V1} = \frac{T_{klin}}{r_2} = \frac{576}{0,021} = 27428,57 \text{ N} \approx 27429 \text{ N} \quad (6.3.4.2)$$



Slika 6.21. Klinasti spoj vratila V_1 i zupčanika z_{21} , DIN 5463

Dimenzije profila klinova:

$$d_1 = 36 \text{ mm} - \text{unutranji promjer, prema [2]} \quad (6.3.3.3)$$

$$d_2 = 42 \text{ mm} - \text{vanjski promjer}$$

$$i = 8 - \text{broj klinova po obodu}$$

Prema [2], tlak koji djeluje na bok klina iznosi:

$$p = k \frac{F_{t,V_1}}{h \cdot l_t \cdot i} = 1,15 \frac{27429}{3 \cdot 20 \cdot 8} = 65,71 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3.3.4)$$

$$k \approx 1,15 - \text{faktor nosivosti kod bočnog centriranja, prema [2]}$$

$$h = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}(42 - 36) = 3$$

$$l_t = 20 \text{ mm}$$

$$p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2, \text{ prema [8]}$$

7. PODMAZIVANJE

Da bi se omogućila optimalna eksploatacija transmisije i osigurao miran rad i dugotrajnost potrebno je podmazivati dijelove pogona. Unutar transmisije dolazi do gubitaka i trošenja nastalih zahvatom zubiju zupčaničkih parova, kotljanjem ležajeva, klizanjem vratila po brtvama etc.. Posljedica stvaranja gubitaka je generiranje topline koja zagrijava sve elemente transmisije. Kako bi umanjili djelovanje razvoja topline potrebno je sustav hladiti uljem. Ulje unutar transmisije umanjuje zaribavanje, odnosno trošenje zupčaničkih parova. Potrebno je spomenuti kako mazivo štiti elemente prijenosnika od korozije, umanjuje šum, vibracije i udarna opterećenja tijekom rada [8].

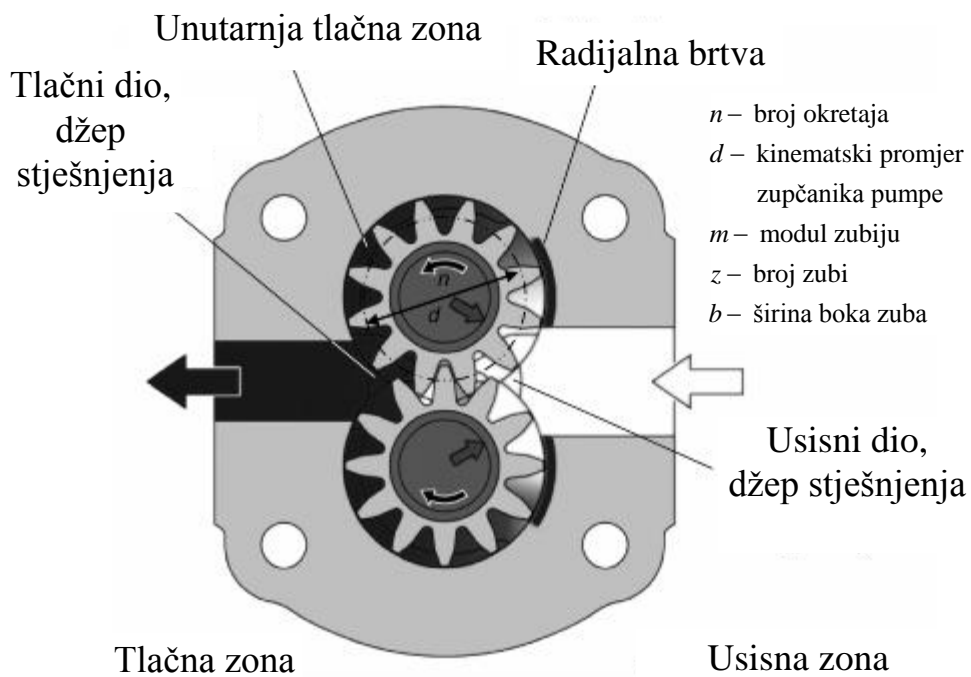
Glavna karakteristika ulja je viskoznost, a ostale karakteristike su redom prionljivost, temperatura zapaljenja, temperatura stvrdnjivanja, gustoća, emulzivnost, otpornost prema starenju te čistoća.[8]

7.1. Sustavi podmazivanja transmisija

Obzirom na važnost podmazivanja zupčastih prijenosnika u kućištu postoje dva osnovna sustava podmazivanja: uranjanjem elemenata zupčastog prijenosnika u uljnu kupku te cirkulacijski sustav podmazivanja.

Podmazivanje u uljnoj kupki koristi se za obodne brzine zupčanika do 15 m/s. Pri većim obodnim brzinama dolazi do značajnog utjecaja centrifugalne sile koja odnosi ulje s bokova zubiju te se zupčanici nedovoljno podmazuju i generiraju veće trošenje bokova zubiju. Ukoliko je obodna brzina veća od 15 m/s nepohodno je korištenje cirkulacijskog sustava podmazivanja. Kod ovakvog tipa podmazivanja filtrirano mazivo dovodi se do mjesta podmazivanja cijevododima pomoću hidrauličke pumpe (vidi sliku 7.1).[8]

U kućištu transmisije ovog rada ugrađena je zupčasta pumpa koja cijevododima integriranim u kućištu dovodi ulje do ležajeva i mjesta uzublivanja zupčaničkih parova. Ulje prolazi kroz cirkulacijski sustav te se priprema (filtrira) prije dolaska do kritičnih mjesta. Na ovaj način osigurano je podmazivanje i hlađenje vitalnih komponenti transmisije.



Slika 7.1. Hidraulička zupčasta puma

ZAKLJUČAK

Tehnologija i tehnološki razvoj današnjih vozila usmjereni su prema što efikasnijim sustavima uz smanjen negativni učinak na okoliš. Prijenosnik odnosno transmisija glava je veza pogonskog motora i kotača vozila te kao takva predstavlja ključnu ulogu prijenosa snage uz poželjno što veću efikasnost. Obzirom da elektromotor u globalu posjeduje određene prednosti u odnosu na motore s unutarnjim izgaranjem tako i njegov prijenosnik mora imati određene specifičnosti pretvorbe snage i okretnog momenta za potrebne performanse vozila.

Kroz ovaj rad prikazana je problematika prijenosa snage pogonskog sustava vozila te je dano rješenje prijenosnika s promijenjivim prijenosim omjerom i dvije brzine vrtnje. Detaljno su razrađeni proračuni vratila te zupčastih parova prema normi ISO 6336. Teoretska gustoća snage navedenog prijenosnika je 10,55 kW/kg dok je kod putničkih vozila gustoća snage 6,39 kW/kg (vidi tablicu 1.2) što pokazuje povećanje gustoće snage od oko 65%. Dodatna poboljšanja moguća su dodatnom optimizacijom kućišta prijenosnika te odabirom optimalnih materijala.

LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] Oberšmit,E.: Ozubljenja i zupčanici, Sveučilište u Zagrebu, FSB, Zagreb, 1982.
- [5] Harald, N., Bertsche, B., Rybortz, J., Automotive transmissions, Springer, 2011.
- [6] Rimac Automobili, ulazni parametri za zupčaničke parove i vratilo V_3
- [7] Horvat, Z.: Vratilo(proračun), Sveučilište u Zagrebu, FSB, Zagreb, 2001.
- [8] Trbojević,M.; Janković, M.; Vugdelija, J.; Plavšić,N.; Latinović,V.; Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1977.
- [9] Inkoma, shaft hub connections, DIN 5463, www.inkoma-group.de
- [10] Hoerbiger; Basic of synchronizers
- [11] DIN 5480; Splined connections with involute splines based on reference diameters
- [12] Jacob Svendenius; Tire modeling and friction estimation; Lund Universtiy, Sweden, Lund2007.
- [13] Annals of DAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAM Symposium, Volume 23; Vheicle steering dynamic calculation and simulation
- [14] J,Y,Wong; Theory of Ground Vheicles; Wiley Interscience, 2001.
- [15] DIN 509, prijelazi kod vratila

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija