

KONSTRUKCIJA I PRORAČUN MONTAŽNOG ZUPČASTOG PRIJENOSNIKA

Dudak, Marko

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:309934>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-24**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJ

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
PREDDIPOLOMSKI STRUČNI STUDIJ STROJARSTVA

MARKO DUDAK

**KONSTRUKCIJA I PRORAČUN MONTAŽNOG
ZUPČASTOG PRIJENOSNIKA**

ZAVRŠNI RAD

KARLOVAC, 2022.

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
PREDDIPOLOMSKI STRUČNI STUDIJ STROJARSTVA

MARKO DUDAK

**KONSTRUKCIJA I PRORAČUN MONTAŽNOG
ZUPČASTOG PRIJENOSNIKA**

ZAVRŠNI RAD

Mentor:
Marijan Brozović, dipl.ing.stroj., v.pred.

KARLOVAC, 2022.



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Klasa:
602-07/___-01/___

Ur.broj:
2133-61-04-___-01

Datum:

ZADATAK ZAVRŠNOG / DIPLOMSKOG RADA

* Ime i prezime	Marko Dudak		
OIB / JMBG			
Adresa			
Tel. / Mob./e-mail			
Matični broj studenta	0110614081		
JMBAG	0035189012		
Studij (staviti znak X ispred odgovarajućeg studija)	<input checked="" type="checkbox"/> preddiplomski	<input type="checkbox"/> specijalistički diplomski	
Naziv studija	Stručni studij Strojarsva		
Godina upisa	2014.		
Datum podnošenja molbe			
Vlastoručni potpis studenta/studentice			

* Naslov teme na hrvatskom:

Konstrukcija montažnog zupčanog prijenosnika

* Naslov teme na engleskom:

Design of a mountable gear transmission

Opis zadatka:

- Općenito o prijenosnicima
- Proračun prijenosnika s jednim ulazom i tri izlaza prema zadanim parametrima
- Odabir motoreduktora za pogon prijenosnika
- Izrada dokumentacije

Mentor:
Marijan Brozović

Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

IZJAVA

Izjavljujem da sam završni rad izradio samostalno koristeći navedenu literaturu i znanje stečeno tijekom obrazovanja.

Karlovac, 21.09.2022.

Potpis: _____

SAŽETAK

KONSTRUKCIJA MONTAŽNOG ZUPČANOG PRIJENOSNIKA

U ovom radu je opisan proračun i konstrukcija jednostupanjskog zupčanog prijenosnika, sa zahtjevom da je isti montažni radi lakšeg servisiranja. Prema zadanom elektromotoru sa reduktorom, te postojećim zupčanicima, proračunata je čvrstoća zupčanika, čvrstoća vratila i ležaja navedenih vratila.

SUMMARY

DESIGN OF A MOUNTABLE GEAR TRANSMISSION

This paper describes the calculation and design of a single-stage gear transmission. The main requirement of this particular transmission is for it to be separable from the machine. According to the given electric motor with a reduction gear, and the existing gears, the strength of the gears, the strength of the shafts and the bearings of the specified shafts was calculated.

SADRŽAJ

1. UVOD	1
1.1 Prijenosnici snage	1
1.2 Zupčani prijenosnici i zupčanici	2
2. TEORETSKE OSNOVE	4
2.1 Zupčanici s ravnim zubima	4
2.1.1. Pojmovi i oznake	4
2.1.2 Granični broj zuba i podrežanost	7
2.1.3. Nosivost bokova	8
2.2 Vratila	8
2.2.1. Pojmovi i oznake	8
2.2.2. Nosivi rukavci	10
2.2.3. Potporni rukavci	11
2.2.4. Čvrstoća	11
2.3. Valjni ležaji	12
2.3.1. Trenje i podmazivanje	12
2.3.2. Konstrukcija i karakteristike	13
2.3.3. Pravila ugradnje	16
3. POSTAVKA ZADATKA	19
4. RAZRADA ZADATKA	21
4.1. Proračun zupčanika	21
4.1.1. Proračun zupčanika Z_1	21
4.1.2. Proračun zupčanika Z_2	21
4.1.3. Proračun zupčanika Z_3	22
4.1.4. Prijenosni omjeri i osni razmaci	23
4.1.5. Nosivost bokova zupčanika	23
4.2. Proračun vratila	28

4.2.1. Proračun vratila 1	28
4.2.2. Proračun vratila 2	30
4.2.3. Proračun vratila 3	31
4.3. Proračun ležaja.....	32
4.3.1. Proračun ležaja na vratilu 1	32
4.3.2. Proračun ležaja na vratilu 2	34
4.3.3. Proračun ležaja na vratilu 3	36
4.4. Izrada 3d modela u solidworksu	38
4.4.1. Parametarsko modeliranje zupčanika.....	38
5. ANALIZA REZULTATA.....	44
5.1. Analiza zupčanika	44
5.2. Analiza vratila	44
5.3. Analiza ležaja.....	44
6. ZAKLJUČAK.....	45

POPIS SLIKA

Slika 1. Rasporedi pogonskih i gonjenih vratila kod prijenosnika [1].....	1
Slika 2. Raspored i broj pogonskih i gonjenih vratila. [1]	2
Slika 3. Oblici zupčanika prema međudosbnom položaju osi vratila [2].....	3
Slika 4. Oblici bokova na čelnicima [2]	3
Slika 5. Oblici bokova na stožnicima [2]	3
Slika 6. Valjanje kinematskih kružnica bez klizanja [2].	4
Slika 7. Oznake na čelnicima sa ravnim zubima [3].....	5
Slika 8. Zračnost, razmak osi. [2].....	6
Slika 9. Podrezanost kod evolventnog ozubljenja. [2].....	7
Slika 10. Naprezanja bokova zubaca. [2]	8
Slika 11. Primjeri za osovine i vratila [2].....	9
Slika 12. Zarezno djelovanje i tok sila u vratilima [2]	9
Slika 13. Nosivi rukavci [2].....	10
Slika 14. Prstenovi kao ojačanja vratila [2]	10
Slika 15. Potporni rukavci [2]	11
Slika 16. Vratilo s jednakim naprežanjem na savijanje [2]	12
Slika 17. Oblici valjnih tijela [2]	13
Slika 18. Valjni ležaji za različite smjerove opterećenja [2]	13
Slika 19. Kavezi valjnih ležaja [2].....	14
Slika 20. Red mjera kod valjnih ležaja [2]	14
Slika 21. Primjeri obilježavanja valjnih ležaja [2].....	15
Slika 22. Oznake izvedaba valjkastih ležaja [2]	15
Slika 23. Izvedbe kugličnih ležaja prema DIN 625 [2].....	16
Slika 24. Oblikovanje čvrstih i slobodnih ležaja [2]	16
Slika 25. Primjeri oblikovanja čvrstih ležajeva [2]	17
Slika 26. Primjeri oblikovanja slobodnih ležaja [2]	17
Slika 27. Primjeri uzdužnog učvršćenja unutarnjih prstena valjnih ležaja [2]	17
Slika 28. Primjeri uzdužnog učvršćenja vanjskih prstena valjnih ležaja [2]	18
Slika 29. Trenutna izvedba prijenosnika.	19
Slika 30. Izgleda motora sa reduktorom korišteog na prijenosniku.....	20
Slika 31. Raspored zupčanika u prijenosniku, sa pripadajućim vratilima.	28
Slika 32. Kritični presijek na vratilu 1.	29

Slika 33. Kritični presjek na vratilu 2.....	31
Slika 34. Kritični presjek na vratilu 3.....	32
Slika 35. Vertikalna ravnina zupčanika 1.....	32
Slika 36. Horizontalna ravnina zupčanika 1.....	33
Slika 37. Vertikalna ravnina zupčanika 2.....	34
Slika 38. Horizontalna ravnina zupčanika 2.....	35
Slika 39. Vertikalna ravnina vratila 3.....	37
Slika 40. Horizontalna ravnina vratila 3.....	37
Slika 41. Prozor varijabli i jednadžbi u Solidworksu.....	38
Slika 42. Skica za evolventu (sivo) i spojena evolventa sa zrcalnom slikom (crno).....	39
Slika 43. Modeliran jedan zub zupčanika.....	39
Slika 44. Circular Pattern sa odabranom varijablom „Zubi” za broj ponavljanja.....	40
Slika 45. Gotov model zupčanika 1.....	40
Slika 46. Modeli zupčanika 2 i zupčanika 3.....	41
Slika 47. Sklop zupčanika i vratila.....	42
Slika 48. Završni izgled cjelokupnog reduktora (3D model).....	43

POPIS TABLICA

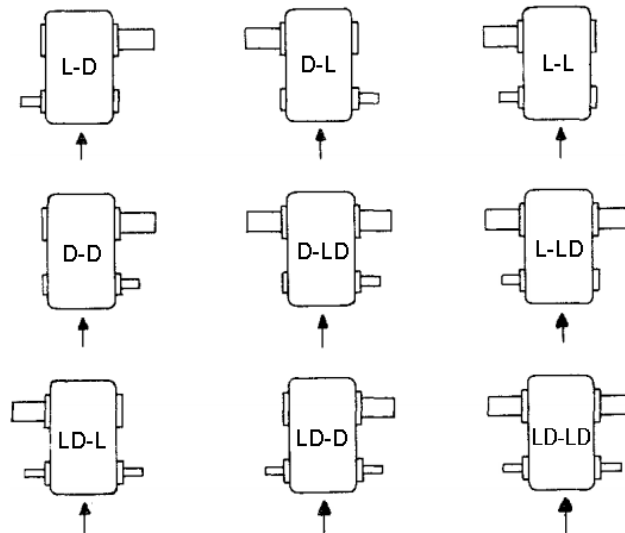
Tablica 1. Standardni moduli (mm) prema DIN 870 [2]	6
Tablica 2. Dimenzije zupčanika.....	44

POPIS OZNAKA

a [mm]	– razmak osi zupčanika
b [mm]	– širina zuba
C [kN]	– dinamička nosivost ležaja
C_0 [kN]	– statička nosivost ležaja
C_F [/]	- faktor opterećenja
c_q [/]	- udio opterećenja ovisno o kakvoći ozubljenja
d [mm]	– promjer diobene kružnice
d_a [mm]	– promjer tjemene kružnice
d_b [mm]	– promjer temeljne kružnice
d_f [mm]	– promjer podnožne kružnice
d_{min} [mm]	– minimalni dopušteni promjer vratila
d_v [mm]	– promjer vratila
e [mm]	– širina uzubine na diobenoj kružnici
F_0 [N]	– ekvivalentno statičko opterećenje
F_H [N]	– horizontalna sila u osloncu
F_O [N]	– obodna sila
F_r [N]	– radijalna sila
F_t [N]	– nazivna obodna sila
F_V [N]	– vertikalna sila u osloncu
f_e [μm]	– odstupanje pri sprezanju
f_{pe} [μm]	– odstupanje temeljnog koraka profila
G_Z [N]	– težina zupčanika
h [mm]	– visina zuba
h_a [mm]	– visina tjemena zuba
h_f [mm]	– visina podnožja zuba
i [/]	- prijenosni omjer
K_{Ha} [/]	- faktor raspodjele opterećenja
K_I [/]	- pogonski faktor
K_V [/]	- dinamički faktor
m [mm]	– standardni modul zupčanika
M [Nm]	– moment savijanja
n [s ⁻¹]	– brzina vrtnje

p [mm]	– korak
P [kW]	– snaga
q_L [/]	- pomoćni faktor
R [N]	– rezultatna sila u osloncu
s [mm]	– debljina zuba na diobenoj kružnici
S_H [/]	- sigurnost protiv rupičavosti
T [Nm]	– moment uvijanja (torzije)
u [/]	- kinematski omjer
W [mm ³]	– moment otpora presjeka protiv savijanja
W_t [mm ³]	– moment otpora presjeka protiv torzije
w_{Ht} [N/mm]	– specifična obodna sila
w_t [N/mm]	– specifično opterećenje na diobenom promjeru
z [/]	- broj zuba zupčanika
Z_H [/]	- faktor oblika zupca
Z_M [/]	- faktor materijala
Z_ϵ [/]	- faktor stupnja prekrivanja
α [°]	- zahvatni kut zupčanika
β [°]	- kut nagiba boka zupca
ϵ_α [/]	- stupanj prekrivanja
η [/]	- koeficijent korisnog učinka
σ_f [N/mm ²]	– savojna čvrstoća
σ_{fdop} [N/mm ²]	– dopuštena savojna čvrstoća
σ_H [N/mm ²]	– Hertzovo naprezanje
σ_{HD} [N/mm ²]	– dopušteno Hertzovo naprezanje
T_{tdop} [N/mm ²]	– dopuštena torzijska čvrstoća
ω [rad/s]	– kutna brzina

U većini prijenosnika sa paralelno pomaknutim vratilima, pogonska i gonjena vratila su horizontalno pomaknuta, ali je moguć i vertikalni pomak, te bilo koja kombinacija orijentacije pogonskog i gonjenih vratila (slika 2). Moguća je izvedba prijenosnika sa 2 ulazna i 1 izlaznim vratilo, ali je moguće i 1 ulazno i 2 ili više izlaznih vratila, kao što će biti slučaj u ovom radu.



Slika 2. Raspored i broj pogonskih i gonjenih vratila. Strelice označavaju pogled. Slova prije crtice označavaju broj i smjer pogonskih vratila, dok slova iza crtice označavaju broj i smjer gonjenih vratila. [1]

***L** = lijevo; **D** = desno*

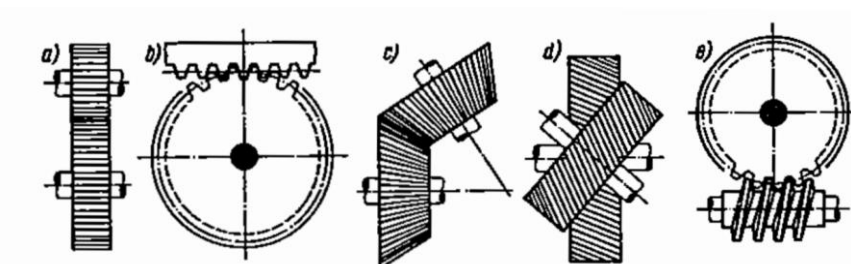
Razlikujemo prijenosnike sa stalnim prijenosnim omjerom (npr. između pogonskog i radnog stroja), mjenjače brzina (alatni strojevi i motorna vozila) i razdijelne prijenosnike (kao što će biti prikazano u ovom radu).

1.2 Zupčani prijenosnici i zupčanici

Zupčanici prenose okretno gibanje sa vratila na vratilo pomoću veze oblikom (zahvat zubaca). Zupčani prijenosnik je kada se u sprezi nalaze 2 ili više zupčanika.

Prema međusobnom položaju osi vratila, razlikujemo sljedeće oblike zupčanika (slika 3):

- 1 **Čelnici** – kod usporednih vratila
- 2 **Ozubnice** – beskonačno veliki čelnici za promjenu kružnog u pravocrtno gibanje
- 3 **Stožnici** – kod vratila koja se sijeku
- 4 **Vijčani zupčanici** – kod mimosmjernih vratila
- 5 **Puževi i pužna kola** – kod mimosmjernih vratila, najčešće pod pravim kutom

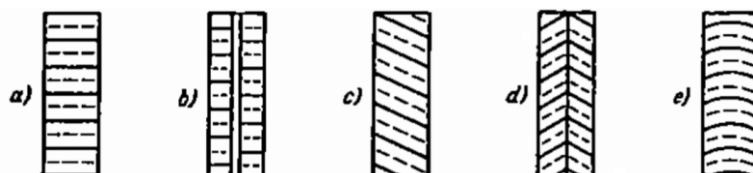


Slika 3. Oblici zupčanika prema međudosbnom položaju osi vratila [2]

a) čelnici; b) ozubnica; c) stožnici; d) vijčanici; e) puž i pužno kolo

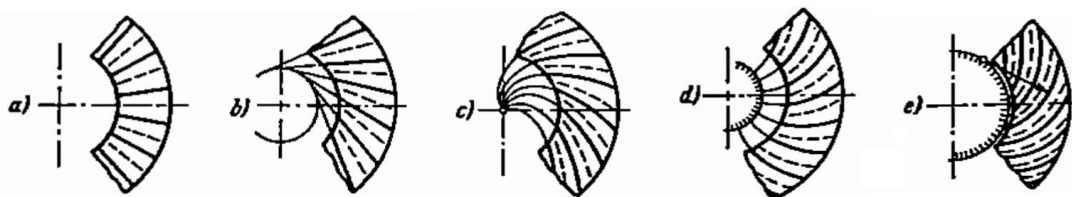
Prema toku uzdužnih linija bokova, zupčanici mogu biti:

- 1 **Čelnici** s ravnim, stupnjevitim, kosim, strjelastim i lučnim zupcima (slika 4)
- 2 **Stožnici** s ravnim, kosim, zakrivljenim evolventnim i zakrivljenim lučnim zupcima (slika 5)



Slika 4. Oblici bokova na čelnicima [2]

a) ravni zupci; b) pomaknuti zupci; c) kosi zupci; d) strjelasti zupci; e) lučni zupci



Slika 5. Oblici bokova na stožnicima [2]

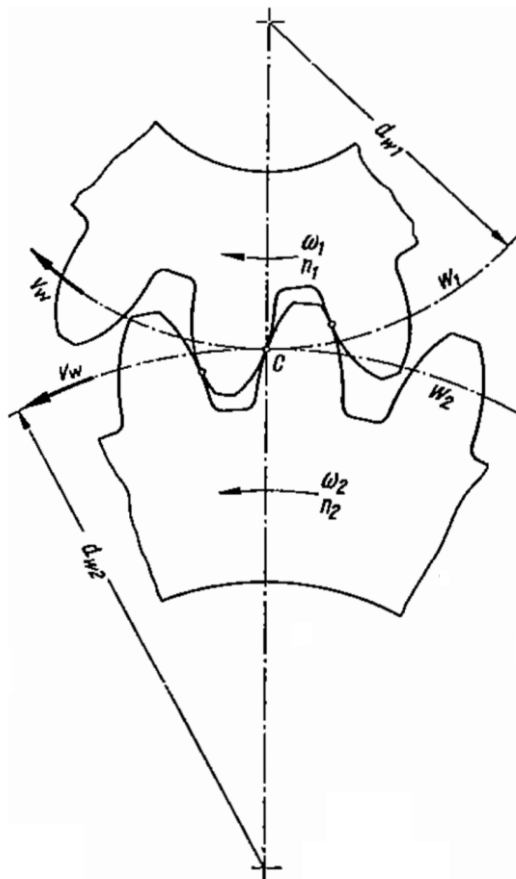
a) ravni zupci; b) kosi zupci; c) spiralni zupci; d) evolventni zupci; e) lučni zupci

2. TEORETSKE OSNOVE

2.1 Zupčanici s ravnim zubima

2.1.1. Pojmovi i oznake

Da se kod para čelnika ostvari konstantni prijenosni omjer, prijenos gibanja mora biti ostvaren tako kao da se dva cilindra dodiruju po površini plašta i ostvaruju gibanje bez klizanja. Ti cilindri zovu se kinematski cilindri, a kružnice, dobivene presijekom cilindra ravninom, kinematske kružnice (slika 6)



Slika 6. Valjanje kinematskih kružnica bez klizanja [2].

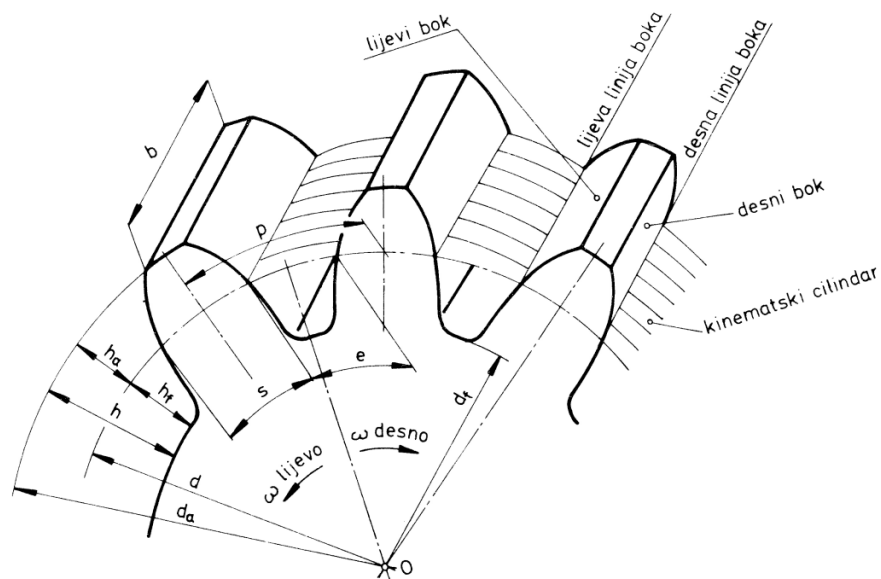
Valjanje bez klizanja je ostvarivo samo ako kinematske kružnice imaju jednaku obodnu brzinu. Iz tog uvjeta proizlazi prijenosni omjer:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w1}}{d_{w2}} \quad (1)$$

Prijenosni omjer je odnos brzine vrtnje (n_1), kutne brzine (ω_1) ili promjera kinematske kružnice (d_{w1}) malog zupčanika, prema brzini vrtnje (n_2), kutnoj brzini (ω_2) ili promjeru kinematske kružnice (d_{w2}) velikog zupčanika.

Da prijenosni omjer u svakoj fazi gibanja bude konstantan, potrebno je da su bokovi zubaca određenog oblika. Budući da su bokovi zakrivljeni, dodiruju se u pojedinim točkama (slika 6). Kinematske kružnice međusobno se dodiruju u kinematskom polu C, koji leži na spojnici centara spregnutih zupčanika.

Za čelnike sa ravnim zubima koriste se oznake sa slike 7.



Slika 7. Oznake na čelnicima sa ravnim zubima [3]

p – korak

s – debljina zuba na diobenoj kružnici

e – širina uzubine na diobenoj kružnici

h – visina zuba

h_a – visina tjemena zuba

h_f – visina podnožja zuba

b – širina zuba

d – promjer diobene kružnice

d_a – promjer tjemene kružnice

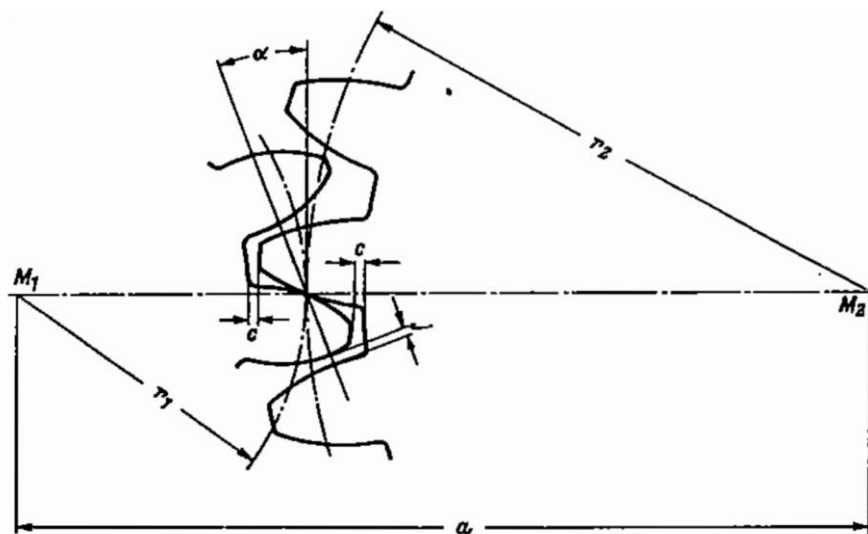
d_f – promjer podnožne kružnice

Korak je razmak između zubaca na diobenoj kružnici. Radi proračuna i izrade usvojeno je da je korak višekratnik broja π („pi“), pa je: $p = m \cdot \pi$ Pri tome je m modul. Moduli su standardizirani prema normi DIN 870 (tablica 1).

Tablica 1. Standardni moduli (mm) prema DIN 870 [2]

Red 1	0,05	0,06	0,08	0k10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Red 2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Kod normalnih zupčanika tjemena visina iznosi $h_a = m$. Da se izbjegne dodirivanje tjemene i podnožne kružnice, mora postojati tjemena zračnost c . U pravilu se uzima $c \approx 0,2 m$, tako da je podnožna visina zupca $h_f = 1,2m$.



Slika 8. Zračnost, razmak osi. [2]

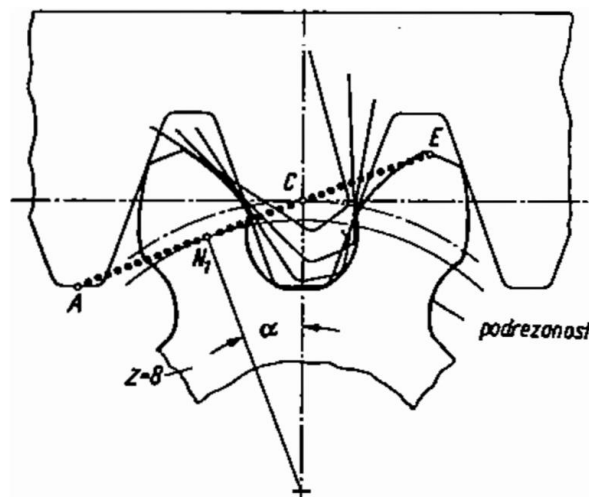
Razmak osi je razmak središta diobenih kružnica, te iznosi:

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \quad (2)$$

2.1.2 Granični broj zuba i podrežanost

Pošto se za zahvat zupca ne upotrebljava cijeli podnožni dio boka, i evolventa na boku zupca počinje od temeljne kružnice, koja je iznad podnožne kružnice, dio između temeljne i podnožne kružnice ne služi za prijenos gibanja te se može proizvoljno oblikovati. Tako oblikovani prijelazni radijus ne smije presijecati putanju vršne točke zupca, ali radi smanjenja zareznog djelovanja prijelazni radijus mora biti čim veći.

Prema slici 9, ako bi točke A ili E pale izvan točaka N_1 ili N_2 , putanja vrha velikog zupčanika presijecala bi podnožje boka malog zupčanika u blizini temeljne kružnice. Ta pojava naziva se podrezivanje.



Slika 9. Podrežanost kod evolventnog ozubljenja. [2]

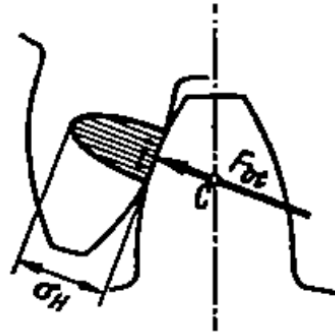
Podrežanost se može smanjiti povećanjem broja zuba malog zupčanika ili pomakom profila zupčanika. Tako se središte malog zupčanika odmiče prema van, pa put N_1C postaje veći.

Iz toga proizlazi da je za određeni prijenosni omjer potreban minimalan, granični broj zuba z_g malog zupčanika.

Teorijski granični broj zubaca: $z_g = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$ Kod $\alpha = 20^\circ$, z_g je 17. Ova podrežanost, koju pri izradi čini alat, nije štetna, pošto podrežani dio boka zupca uopće ne ulazi u zahvat. Praktički granični broj zubaca: $z'_g \approx \frac{5}{6} z_g$ prema jednadžbi, kod $\alpha = 20^\circ$, računa se sa $z'_g = 14$.

2.1.3. Nosivost bokova

Pošto su materijali zupčanika elastični, na mjestima dodira dolazi do elastičnih deformacija bokova. Zbog toga dodir bokova nije linija, nego elastično deformirana površina (slika 10).



Slika 10. Naprezanja bokova zubaca. [2]

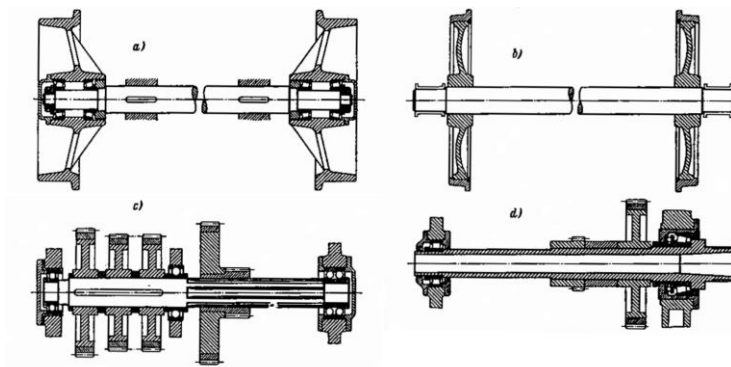
Krajem 19. stoljeća, Heinrich Hertz razvio je teoriju kontaktnih naprezanja za nalijezanje cilindara. Prema toj teoriji računaju se kontaktna, Hertzova, naprezanja. Pri prekoračenju dopuštenih vrijednosti Hertzovih naprezanja, dolazi do stvaranja rupičasti bokova („pitting“). Na stvaranje rupičasti utječu, između ostalog, površinska obrada, tlak maziva, itd. Nosivost određena kontaktnim naprezanjima naziva se nosivost bokova.

2.2 Vratila

2.2.1. Pojmovi i oznake

Osovine na sebi nose mirujuće ili rotirajuće strojne elemente (remenice, zupčanici, itd.). Mogu mirovati, pa se strojni elementi na njima okreću ili rotirati zajedno sa njima. Osovine ne prenose okretni moment, i opterećene su samo na savijanje.

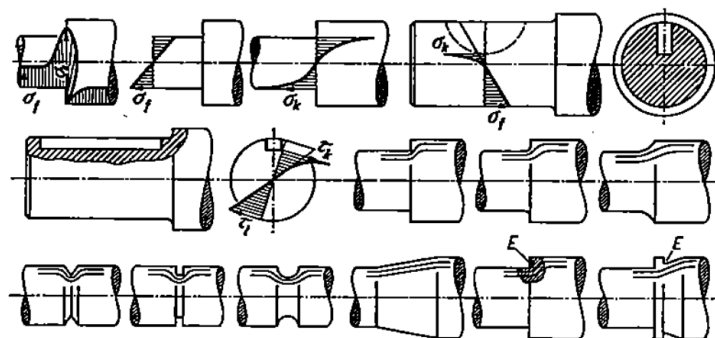
Vratila isto na sebi nose strojne dijelove kao i osovine, ali se stalno okreću, i uvijek prenose okretni moment. Vratila su opterećena na savijanje i uvijanje.



Slika 11. Primjeri za osovine i vratila [2]

a) nepokretna puna osovina; b) okretna puna osovina; c) puno vratilo; d) šuplje vratilo

Osovine i vratila se obično izrađuju tokarenjem, ljuštenjem ili hladnim valjanjem od okruglog čelika, a preko 150mm promjera izrađuju se i kovanjem ili skidanjem čestica. Rukavci i prijelazi se ovisno o zahtjevima fino tokare, bruse ili poliraju. Najopterećeniji rukavci se površinski kale, da jezgra ostane žilava, i najfinije obrađuju. Izmjenično naprezanje na savijanje izaziva pri svim promjenama presijeka stalnu opasnost od loma zbog umora materijala. Vršna naprezanja za različito oblikovane promjene presijeka vidljiva je na slici 12. Tok sila koje prolaze kroz vratilo mjerodavan je za čvrstoću. Slika 12 prikazuje kod kojeg kod kojeg je prijelaza tok sila najblaži i najmanje smanjuje čvrstoću. Također slika 12 prikazuje zareze za rasterećenje (E) za blaže skretanje toka sila.



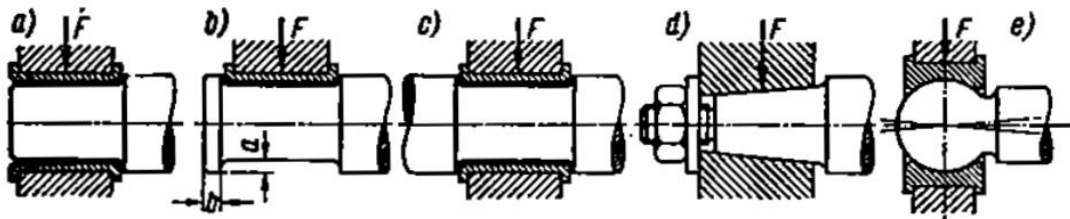
Slika 12. Zarezo djelovanje i tok sila u vratilima [2]

σ_f, τ_t – nazivno naprezanje; σ_k, τ_k – naprezanje izazvano zarezim djelovanjem

2.2.2. Nosivi rukavci

Rukavci na vratilima su cilindrična, konična ili kuglasta tijela koja mogu biti pokretna ili nepomična.

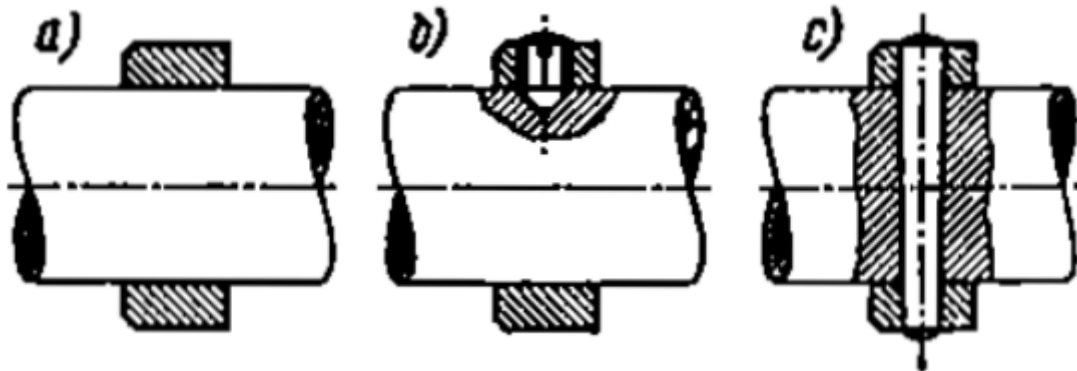
Nosivi rukavci opterećeni su poprečno na os rukavca. Rukavci na krajevima vratila nazivaju se čelni rukavci, a oni unutar toga unutarnji rukavci.



Slika 13. Nosivi rukavci [2]

a) cilindrični čelni rukavac; b) cilindrični unutarnji rukavac s ojačanjem; c) cilindrični unutarnji rukavac; d) konični nepokretni rukavac; e) kuglasti pokretni ili nepokretni rukavac

Ojačanja ili stanjenja služe kao uzdužno osiguranje položaja, tj. preuzimanje malih uzdužnih sila. Visina vijenaca obično je $0,1d$, a širina $0,1$ do $0,15d$. Umjesto vijenaca moguće je naprešati prstenove ili osigurati vijkom ili zatikom.



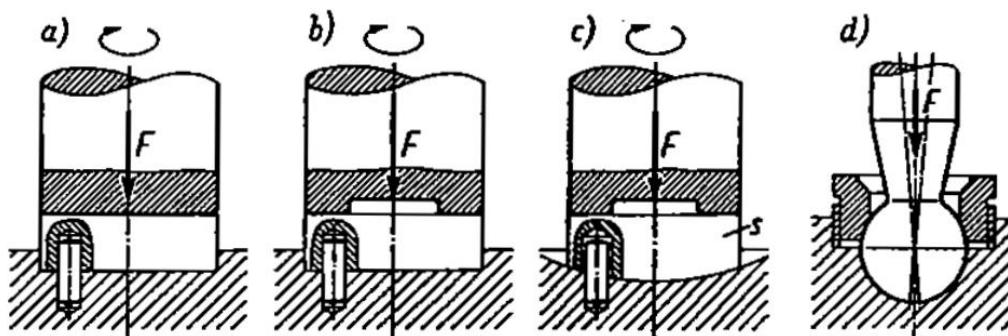
Slika 14. Prstenovi kao ojačanja vratila [2]

a) stezni prsten; b) postavni prsten sa dva zatika s navojem, pomaknuta 135° ;
c) postavni prsten s koničnim zatikom

Kuglasti rukavci omogućuju kutnu pokretljivost osovine. Zbog nepovoljnog trenja nisu prikladni za rotacijske rukavce. Često je povoljno, iz proizvodno-tehničkih razloga, da se rukavac izrađuje s vijčanim nastavkom, ili nastavkom koji se uprešava.

2.2.3. Potporni rukavci

Potporni rukavci su uzdužno opterećeni. Budući da brzina klizanja po obodu i u sredini nije ista, rukavac se nejednako troši i ne ostaje ravan. Uporabom prstenastog rukavca taj nedostatak se smanjuje. Poželjno je da se kaljeni rukavac oslanja na kaljenu ili lijevanu potpornu ploču. Lećasta uporna ploča sama se prilagođava prema kliznoj ploči. Kuglasti rukavci se isto tako sami prilagođavaju, ali nisu podesni zbog nepovoljna trenja.



Slika 15. Potporni rukavci [2]

- a) s puno naležnom površinom; b) s prstenastom naležnom površinom;
c) s prstenastom naležnom površinom i lećastom potpornom pločom;
d) kuglasti rukavac

2.2.4. Čvrstoća

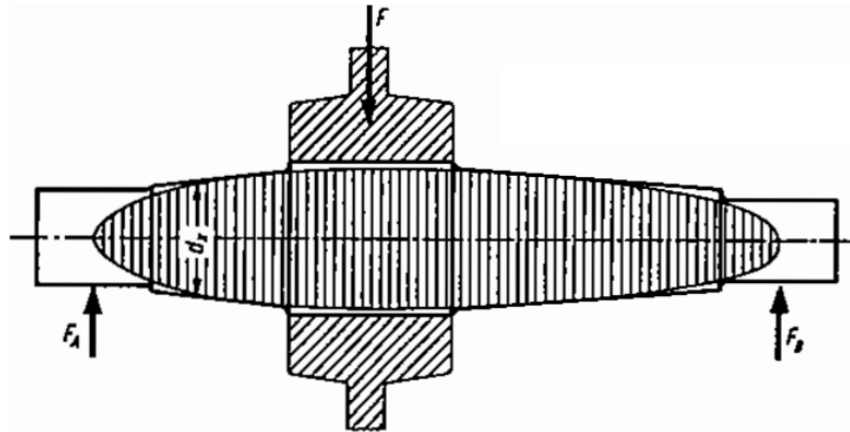
Ako su dimenzije vratila određene, preporučljivo je da se, prije računске provjere čvrstoće oblika, izvrši približna kontrola na savojnu čvrstoću u pojedinim presjecima, prema formuli:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} \quad (3)$$

Teorijski se svi presjeci mogu dimenzionirati tako da je u njima jednako naprezanje na savijanje, prema formuli:

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,1\sigma_{fdop}}} \quad (4)$$

Tako konstruirano vratilo je paraboloid (slika 16). Da bi se dobilo proizvodno i funkcionalno pogodno vratilo potrebno je odabrati cilindre i stošce bez podrezivanja paraboloidea.



Slika 16. Vratilo s jednakim naprežanjem na savijanje [2]

Preporučeno je za torzijski opterećeni dio vratila unaprijed odrediti najmanji potrebni promjer d prema iskustvenim vrijednostima dopuštenih naprežanja.

Iz uvjeta $\tau_t = T / W_t = \tau_{t,dop}$, dobiva se za $W_t \approx 0,2 d^3$ potreban najmanji promjer:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2\tau_{t,dop}}} \quad (5)$$

2.3. Valjni ležaji

2.3.1. Trenje i podmazivanje

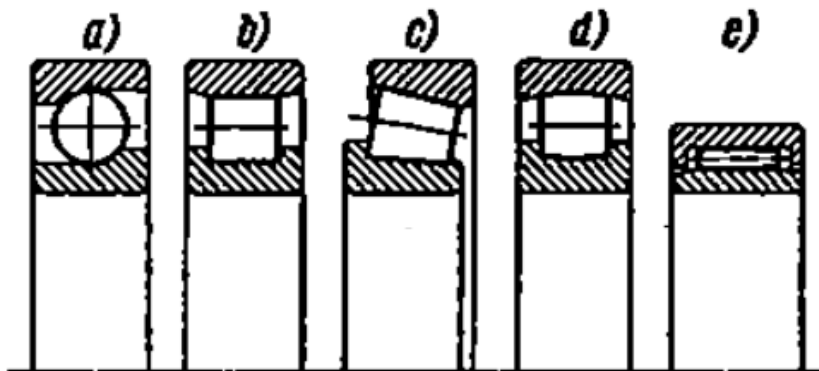
Ležaji su oslonci za osovine i vratila. Ležaji se podmazuju da se smanje gubici trenja. Za ležaje značenje ima samo trenje gibanja. U trenje gibanja spadaju:

- 1 Trenje klizanja: površine naližeganja klize jedna po drugoj
- 2 Trenje kotrljanja: kada se dva elastična tijela kotrljaju jedno po drugom
- 3 Trenje valjanja: kada se valjaju dva tijela jedno po drugom

Da bi se olakšalo klizanje površina naližeganja, i radi smanjivanja trošenja, rabe se maziva. Maziva imaju više uloga, kao hlađenje, prenošenje pritiska, brtvljenje i zaštita od nečistoća i vode. Najvažnija maziva za ležaje su ulja. Najčešće se daje prednost mineralnim uljima, pred sintetičkim.

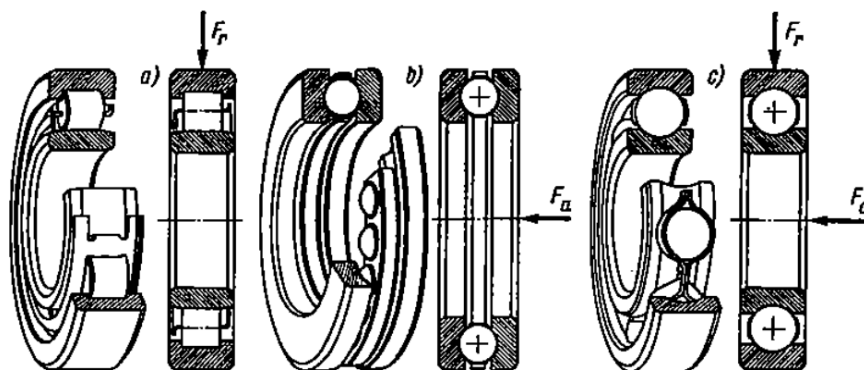
2.3.2. Konstrukcija i karakteristike

Kod valjnih ležaja se između čeličnih prstenova ili ploča gibaju valjna tijela s trenjem kotrljanja. Koeficijent trenja valjnih ležaja je 25 do 50% niži nego kod kliznih ležaja. Zbog toga se oni manje zagrijavaju, i rade s manjim gubitcima energije. Također rade sa manjim zračnostima, i stoga točnije. Standardizacija valjnih ležajeva jamči njihovu izmjenjivost. Valjna tijela u valjnim ležajima mogu biti kugle, valjci, stošci, bačvice ili igle.



Slika 17. Oblici valjnih tijela [2]
a) kugla; b) valjak; c) stožac; d) bačvica; e) igla

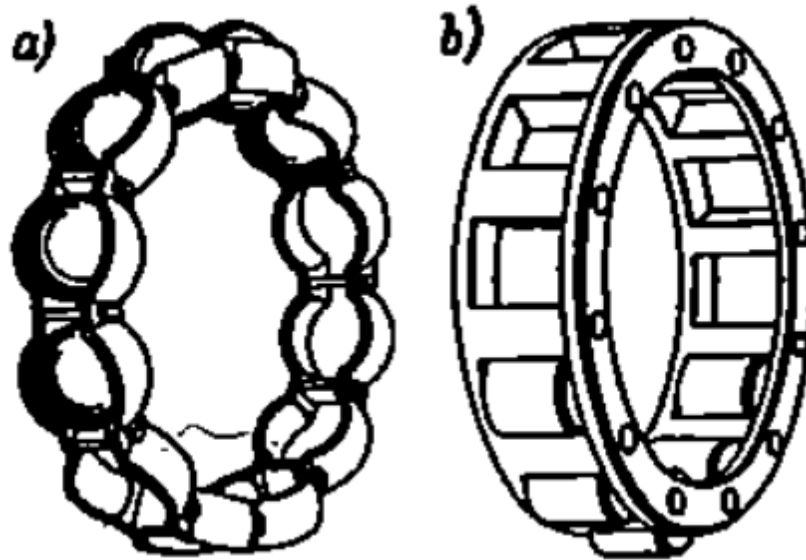
Prema smjeru djelovanja, valjne ležaje možemo podijeliti na poprečne, uzdužne i utorne kuglične poprečne ležaje. Kod poprečnih ležaja valjna tijela se gibaju između dva prstena, dok se kod uzdužnih gibaju između dva koluta.



Slika 18. Valjni ležaji za različite smjerove opterećenja [2]
a) cilindrično-valjkasti ležaj za poprečno opterećenje;
b) uzdužni kuglični ležaj za uzdužno opterećenje;
c) poprečno kuglični ležaj za poprečna i uzdužna opterećenja

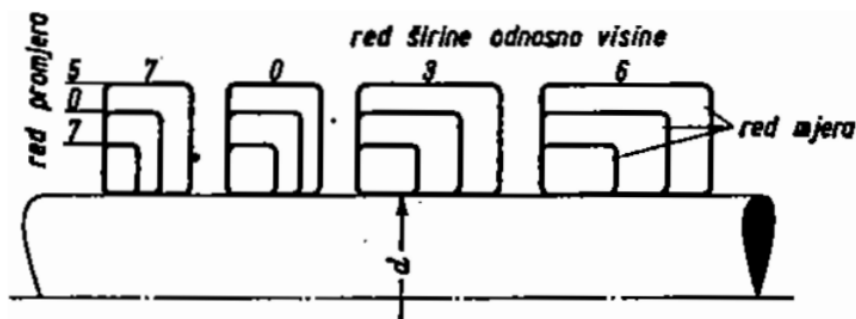
Valjni ležaji također imaju kavez koji sprječava dodir valjnih tijela.

Prstenovi, ploče i valjna tijela izrađeni su od čelika legiranog kromom. Valjna tijela i staze su kaljeni, brušeni i polirani. Za kaveze se upotrebljavaju čelični lim, mjed, laki metali ili umjetne mase.



Slika 19. Kavezi valjnih ležaja [2]
a) limeni kavez za kugle; b) masivni kavez za valjke

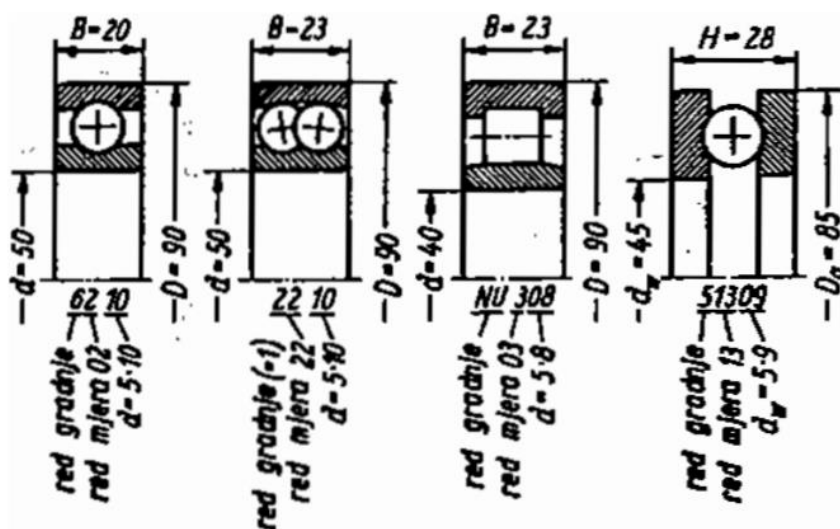
Vanjske dimenzije ležaja su standardizirane. Standardi sadrže devet redova promjera (7 8 9 0 1 2 3 4 5) i deset redova širina (7 8 9 0 1 2 3 4 5 6). Svakom redu promjera dodijeljeno je nekoliko redova širina, pri čemu red 7 ima najveću, a red 6 najmanju širinu.



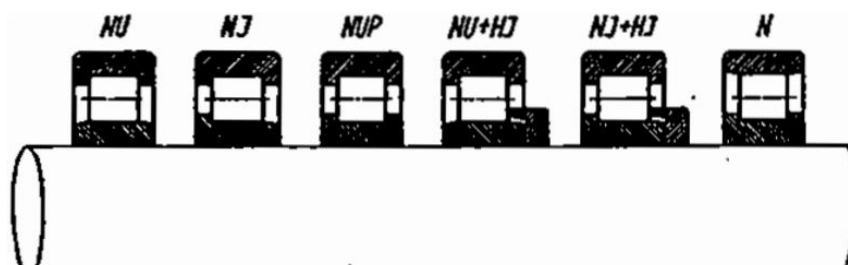
Slika 20. Red mjera kod valjnih ležaja [2]

Prema DIN 623 valjni ležaji nose posebne oznake:

- 1 **Predznak K** (kavez s valjnim tijelima), L (slobodan ležajni prsten), R (ležajni prsten kao unutarnji ili vanjski, s valjkastim ili igličastim vijencem). Ovaj znak dolazi u obzir samo za nepotpune ležaje.
- 2 **Bazično obilježje** sastoji se od oznaka za red i provrt ležaja (slika 21 i 22).



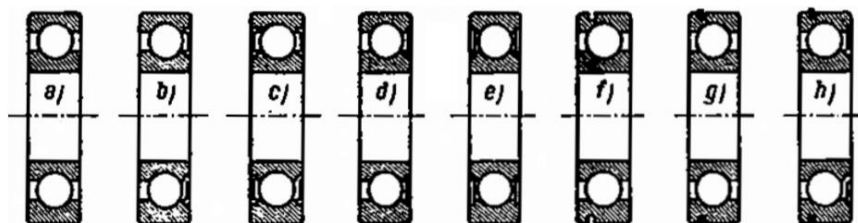
Slika 21. Primjeri obilježavanja valjnih ležaja [2]



Slika 22. Oznake izvedaba valjkastih ležaja [2]

- 3 **Dopunska oznaka** koristi se kod ležaja koji odstupaju od norme, te daje podatke o odstupanju. Označava unutarnju konstrukciju, vanjske mjere, vanjski oblik, brtve, izvedbe kaveza, razred tolerancija.

Poprečni kugličasti i igličasti ležaji izrađuju se i s zaštitnim i brtvenim pločama (slika 23). One sprečavaju oštećenje valjnog sustava, ili služe kao izlaz maziva iz ležaja. Također se mogu nabaviti i ležaji s prstenastim utorima.

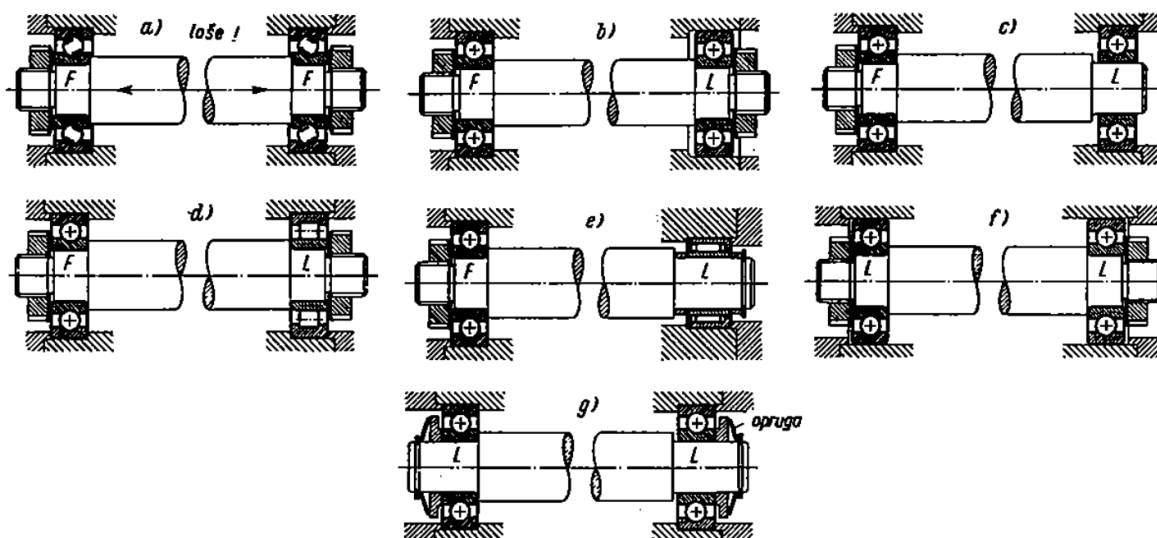


Slika 23. Izvedbe kugličnih ležaja prema DIN 625 [2]

- a) normalna izvedba; b) s jednom zaštitnom pločom; c) sa dvije zaštitne ploče;
 d) s jednom brtvenom pločom; e) sa dvije brtvene ploče; f) s prstenastim utorom;
 g) s prstenastim utorom i uskočnikom; h) s prstenastim utorom, uskočnikom i jednom
 zaštitnom pločom

2.3.3. Pravila ugradnje

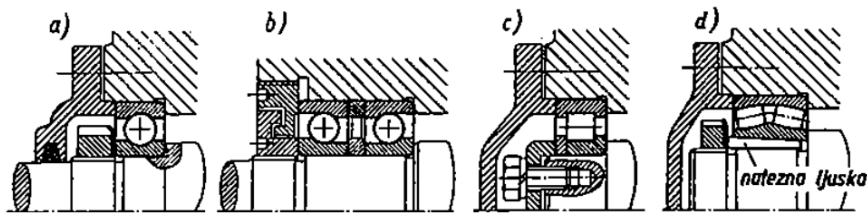
Zbog tolerancija i toplinskog rastezanja, preporučuje se ugradnja jednog čvrstog i jednog slobodnog ležaja. Čvrsti ležaj, osim poprečnih, može preuzeti i uzdužne sile. Slobodni ležaj omogućuje uzdužno pomicanje. Kod čvrstog ležaja se učvršćuju oba prstena, dok kod slobodno samo jedan. Moguće je ugraditi i dva slobodna ležaja, te se njihova zračnost ograničava pomoću graničnika u kućištu.



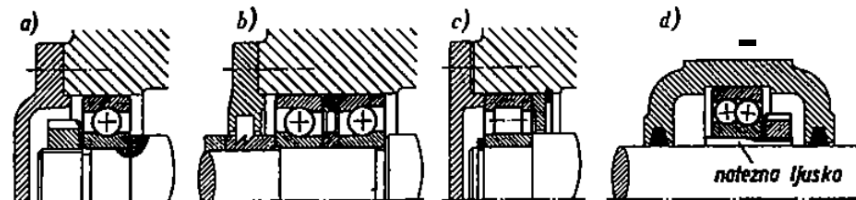
Slika 24. Oblikovanje čvrstih i slobodnih ležaja [2]

- a) dva kuglična ležaja kao čvrsti ležaji; b) slobodni ležaj s mogućnošću uzdužnog pomaka; c) slobodni ležaj s mogućnošću uzdužnog pomaka na vratilu; d) cilindrično-valjkasti ležaj kao slobodni ležaj; e) igličasti ležaj kao slobodni ležaj; f) dva slobodna ležaja s uzdužnom zračnošću u kućištu; g) dva slobodna ležaja opterećena oprugama

Prstenovi se učvršćuju u oba uzdužna smjera. Mogućnosti oblikovanja čvrstih i slobodnih ležaja prikazani su na slikama 25 i 26.

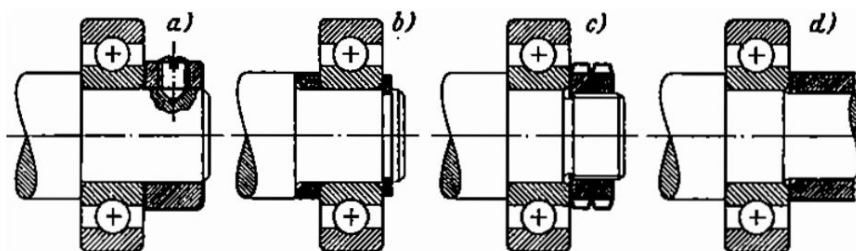


Slika 25. Primjeri oblikovanja čvrstih ležajeva [2]
a) s kugličnim ležajem; b) s dva kuglična ležaja s kosim dodirima; c) s cilindrično valjkastim ležajem; d) sa samoudesivim bačvastim ležajem

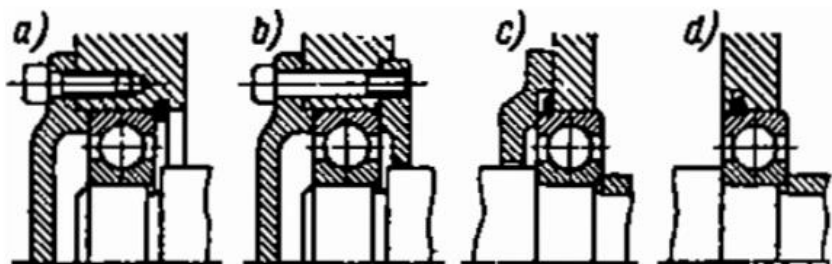


Slika 26. Primjeri oblikovanja slobodnih ležaja [2]
a) s kugličnim ležajem; b) s dva kuglična ležaja s kosim dodirima; c) s cilindrično valjkastim ležajem; d) sa samoudesivim kugličnim ležajem na nateznoj ljusci

Mogućnosti uzdužnog učvršćenja unutarnjih i vanjskih prstenova prikazuju slike 27 i 28.



Slika 27. Primjeri uzdužnog učvršćenja unutarnjih prstena valjnih ležaja [2]
a) s postavnim prstenom; b) s odstoynim prstenom, sigurnosnim prstenom ili uskočnikom; c) s dvostrukom maticom; d) s odstoynom cijevi



Slika 28. Primjeri uzdužnog učvršćenja vanjskih prstena valjnih ležaja [2]
a) slobodni ležaj s uskočnikom i poklopcem; b) slobodni ležaj sa dva poklopca;
c) čvrsti ležaj s uskočnikom i poklopcem; d) s uskočnikom i dvodijelnim kućištem

3. POSTAVKA ZADATKA

Proračunu i konstrukciji prijenosnika u ovom zadatku se pristupa iz razloga što je, na trenutnoj izvedbi prijenosa snage na stroju, servisiranje otežano zbog broja pozicija koje je potrebno demontirati. Stoga je cilj ovog zadatka proračuni takav reduktor koji se može sa stroja demontirati kao zasebna cjelina, te tako olakšati servisiranje i eventualno potrebnu zamjenu pozicija.



Slika 29. Trenutna izvedba prijenosnika, koja ima problem komplicirane demontaže i servisiranja.

Za motor sa reduktorom, snage $P = 1,1$ kW i brzinom vrtnje $n = 17$ o/min, konstruirati prijenosnik sa zadanim zupčanicima, tako da ima 3 gonjena izlaza.

Potrebno je izračunati:

- 1 Promjere zupčanika z_1 , z_2 i z_3 , ako je zadan modul $m = 5$, brojevi zubi zupčanika $z_1 = 13$, $z_2 = 26$, $z_3 = 18$, koeficijent korisnog učinka $\eta = 0,92$ ([3], str. 446, iskoristivost kod neobrađenih sirovih zubaca) i pogonski faktor $K_1 = 1,25$ ([3], str. 439, tablica 9.3). Materijal svih zupčanika je 42 CrMo 4 (Č.4732) u poboljšanom stanju. Također je potrebno odrediti prijenosne omjere i osne razmake zupčanika.
- 2 Dimenzionirati vratila za zupčanike z_1 , z_2 i z_3 proračunom na uvijanje. Kontrolirati kritični presijek vratila za pero DIN 6885. Materijal svih vratila je 42 CrMo 4 (Č.4732).

- 3 Dimenzionirati i odabrati standardne valjne ležaje za sva vratila, prema vrijednostima dobivenima u koraku 1.



Slika 30. Izgleda motora sa reduktorom korišteog na prijenosniku.

4. RAZRADA ZADATKA

4.1. Proračun zupčanika

4.1.1. Proračun zupčanika Z₁

Modul $m = 5$; broj zuba $z_1 = 13$

Diobeni promjer d_1

$$\begin{aligned}d_1 &= m \cdot z_1 & (6) \\d_1 &= 5 \cdot 13 \\d_1 &= 65\text{mm}\end{aligned}$$

Tjemeni promjer d_{a1}

$$\begin{aligned}d_{a1} &= d_1 + 2m & (7) \\d_{a1} &= 65 + 2 \cdot 5 \\d_{a1} &= 75\text{mm}\end{aligned}$$

Podnožni promjer d_{f1}

$$\begin{aligned}d_{f1} &= d_1 - 2m - c & (8) \\c &= 0,2m \\d_{f1} &= d_1 - 2m - 0,2m \\d_{f1} &= 65 - 2 \cdot 5 - 0,2 \cdot 5 \\d_{f1} &= 54\text{mm}\end{aligned}$$

Temeljni promjer d_{b1}

$$\begin{aligned}d_{b1} &= d_1 \cdot \cos\alpha & (9) \\d_{b1} &= 65 \cdot \cos 20^\circ \\d_{b1} &= 61,08\text{mm}\end{aligned}$$

Pošto zupčanik z_1 ima manji broj zuba od graničnog broja zubi, potrebno je izvršiti podrezivanje. Konstrukcija podrezanog profila zuba je izvršena u SolidWorksu.

4.1.2. Proračun zupčanika Z₂

Modul $m = 5$; broj zuba $z_2 = 26$

Diobeni promjer d_2

$$\begin{aligned}d_2 &= m \cdot z_2 & (6) \\d_2 &= 5 \cdot 26 \\d_2 &= 130\text{mm}\end{aligned}$$

Tjemeni promjer d_{a2}

$$\begin{aligned}d_{a2} &= d_2 + 2m & (7) \\d_{a2} &= 130 + 2 \cdot 5 \\d_{a2} &= 140\text{mm}\end{aligned}$$

Podnožni promjer d_{f2}

$$\begin{aligned}d_{f2} &= d_2 - 2m - c & (8) \\c &= 0,2m \\d_{f2} &= d_2 - 2m - 0,2m \\d_{f2} &= 130 - 2 \cdot 5 - 0,2 \cdot 5 \\d_{f2} &= 119\text{mm}\end{aligned}$$

Temeljni promjer d_{b2}

$$\begin{aligned}d_{b2} &= d_2 \cdot \cos\alpha & (9) \\d_{b2} &= 130 \cdot \cos 20^\circ \\d_{b2} &= 122,16\text{mm}\end{aligned}$$

4.1.3. Proračun zupčanika Z_3

Modul $m = 5$; broj zuba $z_3 = 18$

Diobeni promjer d_3

$$\begin{aligned}d_3 &= m \cdot z_3 & (6) \\d_3 &= 5 \cdot 18 \\d_3 &= 90\text{mm}\end{aligned}$$

Tjemeni promjer d_{a3}

$$\begin{aligned}d_{a3} &= d_3 + 2m & (7) \\d_{a3} &= 90 + 2 \cdot 5 \\d_{a3} &= 100\text{mm}\end{aligned}$$

Podnožni promjer d_{f3}

$$\begin{aligned}d_{f3} &= d_3 - 2m - c & (8) \\c &= 0,2m \\d_{f3} &= d_3 - 2m - 0,2m \\d_{f3} &= 90 - 2 \cdot 5 - 0,2 \cdot 5 \\d_{f3} &= 79\text{mm}\end{aligned}$$

Temeljni promjer d_{b3}

$$\begin{aligned}d_{b3} &= d_3 \cdot \cos\alpha & (9) \\d_{b3} &= 90 \cdot \cos 20^\circ \\d_{b3} &= 93,97\text{mm}\end{aligned}$$

4.1.4. Prijenosni omjeri i osni razmaci

Prijenosni omjer zupčanika z_1 i z_2

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (10)$$

$$i_{12} = \frac{26}{13}$$

$$i_{12} = 2$$

Osni razmak zupčanika z_1 i z_2

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (11)$$

$$a_{12} = \frac{65 + 130}{2}$$

$$a_{12} = 97,5mm$$

Prijenosni omjer zupčanika z_1 i z_3

$$i_{13} = \frac{z_3}{z_1} \quad (12)$$

$$i_{13} = \frac{18}{13}$$

$$i_{13} = 1,38$$

Osni razmak zupčanika z_1 i z_3

$$a_{13} = \frac{d_1 + d_3}{2} \quad (13)$$

$$a_{13} = \frac{65 + 90}{2}$$

$$a_{13} = 77,5mm$$

4.1.5. Nosivost bokova zupčanika

Pošto zubi nisu kaljeni, već samo poboljšani, potrebno je izvršiti proračun kontaktnih (Hertzovih) naprezanja.

Zupčanici Z_1 i Z_2

Za proračun Hertzovih naprezanja polazi se od specifične obodne sile:

$$w_{Ht1} = w_t \cdot K_{H\alpha} \quad (14)$$

Za faktor raspodjele opterećenja $K_{H\alpha}$ potrebno je izračunati stupanj prekrivanja,

$$\epsilon_{\alpha 1,2} = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2)\tan\alpha \right] \quad (15)$$

$$\epsilon_{\alpha 1,2} = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{13 + 2}{\cos 20^\circ}\right)^2 - 13^2} + \sqrt{\left(\frac{26 + 2}{\cos 20^\circ}\right)^2 - 26^2} - (13 + 26)\tan 20^\circ \right]$$

$$\epsilon_{\alpha 1,2} = 1,53$$

i pomoću tablice ([2], tablica 9.10, strana 451) odabrati pomoćni faktor q_L , za koji su potrebni omjer F_t/b , i odstupanje pri sprezanju f_e .

Nazivna obodna sila F_t iznosi:

$$F_t = \frac{P}{d_1 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (16)$$

gdje je:

$P = 1,1 \text{ kW} = 1100 \text{ W}$, snaga elektromotora, zadano

$n = 17 \text{ o/min} = 0,283 \text{ s}^{-1}$, brzina vrtnje elektromotora, zadano

$d_1 = 65 \text{ mm}$, diobeni promjer zupčanika 1

$$F_{t1} = \frac{1100}{65 \cdot \pi \cdot 0,283}$$

$$F_{t1} = 19 \text{ N}$$

Za debljinu zuba $b = 30 \text{ mm}$, dobije se omjer $F_t/b = 19 \text{ N} / 30 \text{ mm} = 0,63 \text{ N/mm}$

Za $d_1 = 65 \text{ mm}$, modul $m = 5$ i kvalitetu obrade površine IT7 odabrano je dopušteno odstupanje temeljnog koraka profila $f_{pe} = 14 \text{ }\mu\text{m}$ ([2], tablica 9.5, strana 442)

Iz takvog f_{pe} , za kombinaciju materijala zupčanika čelik – čelik, odabrano je odstupanje kod sprezanja $f_e = f_{pe} = 14 \text{ }\mu\text{m}$ ([2], tablica 9.9, strana 450).

Pomoću omjera F_t/b i odstupanja f_e , odabran je pomoćni faktor $q_L = >1$ ([2], tablica 9.10, strana 451).

Za odabir $K_{H\alpha}$ još je potrebno znati da je kut nagiba boka zupca $\beta = 0^\circ$, pošto su odabrani zupčanici sa ravnim zubima.

Konačno, odabire se faktor $K_{H\alpha} = 1,23$ ([2], tablica 9.13, strana 457)

Za proračun naprezanja potrebno je također izračunati specifično opterećenje na diobenom promjeru w_t

$$w_{t1} = w_1 \cdot K_v \quad (17)$$

gdje je:

$$w_1 = \frac{F_{t1}}{b_1} K_I \quad (18)$$

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \quad (19)$$

Pogonski faktor je odabran $K_I = 1,25$ ([2], tablica 9.3, strana 439)

Ranije izračunate vrijednosti F_t , b i odabrani faktor K_I uvrštavaju se u (18)

$$w_1 = \frac{19}{30} \cdot 1,25$$

$$w_1 = 0,79 \text{ N/mm}$$

Za kakvoću ozubljenja 7, odabran je $c_q = 29 \text{ N/mm}$ ([2], tablica 9.8, strana 449).

Iz iste tablice, za odabrani c_q i izračunati w , odabire se faktor $C_F = 0,057$.

Uvrštavanjem vrijednosti u (19) dobiva se K_v

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{29}{0,79}\right) \cdot 0,057$$

$$K_v = 3,15$$

Uvrštavanjem u (17) dobiva se w_t

$$w_{t1} = 0,79 \cdot 3,15$$

$$w_{t1} = 2,49 \text{ N/mm}$$

Uvrštavanjem vrijednosti u (14) dobiva se w_{Ht}

$$w_{Ht1} = 0,79 \cdot 1,23$$

$$w_{Ht1} = 0,97 \text{ N/mm}$$

Formula za izračun Hertzovih naprezanja je sljedeća:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \quad (20)$$

Potrebno je još odrediti kinematski omjer u

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (21)$$

$$u_{12} = \frac{26}{13}$$

$$u_{12} = 2$$

Ostali faktori određuju se pomoću tablica.

$Z_H = 1,77$ – faktor oblika zupca ([2], tablica 9.14, strana 457)

$Z_M = 272$ – faktor materijala ([2], tablica 9.15, strana 459)

$Z_\epsilon = 0,92$ – faktor stupnja prekrivanja ([2], tablica 9.13, strana 457)

Uvrštavanjem vrijednosti u (20) dobiva se Hertzovo naprezanje σ_H

$$\sigma_{H12} = \sqrt{\frac{0,97}{65} \cdot \frac{2+1}{2} \cdot 1,77 \cdot 272 \cdot 0,92}$$

$$\sigma_{H12} = 66,27 \text{ N/mm}^2$$

Za materijal 42 CrMo 4 dopušteno Hertzovo naprezanje iznosi $\sigma_{HD} = 670 \text{ N/mm}^2$ ([2], tablica 9.12, strana 453), te je zadovoljen uvjet

$$\sigma_{H12} \leq \sigma_{HD}$$

$$66,27 \text{ N/mm}^2 \leq 670 \text{ N/mm}^2$$

Potrebno je još kontrolirati sigurnost protiv rupičavosti zupčanika Z_1 i Z_2 . Za to je potrebno odabrati faktore utjecaja maziva K_L i faktor utjecaja hrapavosti na kakvoću površinske obrade Z_R .

K_L je odabran 1, za besprijeckorno podmazivanje. Z_R je odabran 0,95 zbog toga jer bokovi nisu brušeni.

Stoga je

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_{H12}} \quad (22)$$

$$S_{H1} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 0,95}{66,27}$$

$$S_{H1} = 9,6$$

Za trajne pogone i $z \leq 20$, mora biti $S_H \geq 1,4$, dok za $z > 20$, mora biti $S_H \geq 1,25$. Pošto su faktori isti za zupčanike z_1 i z_2 , oba faktora sigurnosti su ista, i zadovoljavaju navedene uvjete.

Zupčanici Z₁ i Z₃

Proračun je isti kao za zupčanike Z₁ i Z₂, ali je potrebno izračunati nove vrijednosti odnosno na zupčanik Z₃.

Počevši sa (15), izmjenom vrijednosti za z₃ = 18 zuba, dobiva se

$$\epsilon_{\alpha 13} = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_3 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_3^2} - (z_1 + z_3)\tan\alpha \right]$$

$$\epsilon_{\alpha 13} = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{13 + 2}{\cos 20^\circ}\right)^2 - 13^2} + \sqrt{\left(\frac{18 + 2}{\cos 20^\circ}\right)^2 - 18^2} - (13 + 18)\tan 20^\circ \right]$$

$$\epsilon_{\alpha 13} = 1,47$$

Pošto je stupanj prekrivanja zupčanika Z₁ i Z₃ približno isti kao stupanj prekrivanja zupčanika Z₁ i Z₂, možemo odabrati iste faktore kao za prvi par zupčanika, te stoga dobijemo i istu specifičnu obodnu silu $w_{Ht} = 0,97 \text{ N/mm}^2$.

Kinematski omjer zupčanika z₁ i z₃, prema (21) iznosi

$$u_{13} = \frac{z_3}{z_1}$$

$$u_{13} = \frac{18}{13}$$

$$u_{13} = 1,38$$

Za uvrštavanje u jednadžbu (20), potrebno je odrediti sljedeće faktore:

$Z_H = 1,77$ – faktor oblika zupca ([2], tablica 9.14, strana 457)

$Z_M = 272$ – faktor materijala ([2], tablica 9.15, strana 459)

$Z_\epsilon = 0,92$ – faktor stupnja prekrivanja ([2], tablica 9.13, strana 457)

Hertzovo naprezanje zupčanika z₁ i z₃, prema (20), iznosi

$$\sigma_{H12} = \sqrt{\frac{0,97}{65} \cdot \frac{1,38 + 1}{1,38} \cdot 1,77 \cdot 272 \cdot 0,92}$$

$$\sigma_{H12} = 71,06 \text{ N/mm}^2$$

Dakle opet zadovoljava uvjet

$$\sigma_{H13} \leq \sigma_{HD}$$

$$71,06 \text{ N/mm}^2 \leq 670 \text{ N/mm}^2$$

Ponovno je potrebno kontrolirati sigurnost protiv rupičavosti. Faktori K_L i Z_R ostaju isti, odnosno $K_L = 1$ i $Z_R = 0,95$, te su faktori sigurnosti

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_{H13}} \quad (22)$$

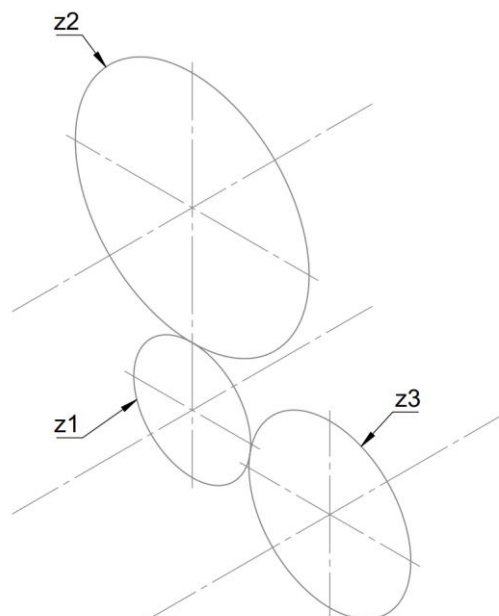
$$S_{H1} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 0,95}{71,05}$$

$$S_{H1} = 8,95$$

Što također zadovoljava prethodno navedene uvjete sigurnosti.

4.2. Proračun vratila

4.2.1. Proračun vratila 1



Slika 31. Raspored zupčanika u prijenosniku, sa pripadajućim vratilima.

Na vratilo 1, na kojem se nalazi zupčanik z_1 , se direktno iz elektromotora sa reduktorom dovodi snaga $P = 1,1$ kW, i okreće se brzinom $n = 17$ o/min. Za vratilo 1 je, zbog elektromotora, unaprijed odabran promjer $d_{v1} = 32$ mm, stoga će se proračun vratila sastojati samo od kontrole čvrstoće u kritičnim presjecima.

Prvo je potrebno izračunati okretni moment u vratilu 1

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} \quad (23)$$

Kutna brzina ω jednaka je

$$\begin{aligned}\omega_1 &= 2 \cdot \pi \cdot n & (24) \\ \omega_1 &= 2 \cdot \pi \cdot 0,283 \\ \omega_1 &= 1,78 \text{ rad/s}\end{aligned}$$

pa je okretni moment T_1 jednak iz (23)

$$\begin{aligned}T_1 &= \frac{1100}{1,78} \\ T_1 &= 617,98 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Uz okretni moment T_1 moguće je izračunati minimalni dopušteni promjer vratila 1

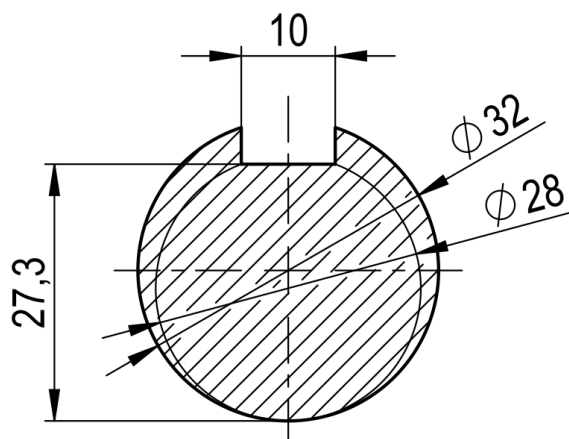
$$d_{min1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2\tau_{dop}}} \quad (25)$$

Za materijal 42 CrMo 4, $\tau_{dop} = 225 \text{ N/mm}^2$ ([4], strana 2.16, Č.4732), pa je d_{min1} jednak

$$\begin{aligned}d_{min1} &= \sqrt[3]{\frac{617980}{0,2 \cdot 225}} \\ d_{min1} &= 23,95 \text{ mm}\end{aligned}$$

što znači da odabrani promjer vratila $d_{v1} = 32 \text{ mm}$ zadovoljava.

Pošto se na vratilu nalaze 2 utora za pero, kontrolirati će se kritični presijeci na tim mjestima. Standardno pero DIN 6885 za vratilo promjera 32mm je dimenzija 10x8 mm ([5], strana 715).



Slika 32. Kritični presijek na vratilu 1.

$$\tau_{t1} = \frac{T_1}{W_{t1}} \quad (26)$$

Za presjek prema slici 30 odabran je $W_{t1} = 0,2d^3$ ([2], tablica 4.1, strana 222), pa modificirana jdenadžba (26) glasi

$$\begin{aligned} \tau_{t1} &= \frac{T_1}{0,2d_{v1}^3} \quad (27) \\ \tau_{t1} &= \frac{617980}{0,2 \cdot 28^3} \\ \tau_{t1} &= 140,76 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Dobiveno naprezanje je manje od dopuštenih 225 N/mm^2 , te vratilo 1 zadovoljava uvjete čvrstoće.

Pošto ne postoji standardni ležaj sa unutarnjim promjerom 32mm, rukavac za ležaj i zupčanik biti će izvedeni sa prvim sljedećim promjerom za standardni ležaj 35mm

4.2.2. Proračun vratila 2

Za vratilo 2 će, prema vrijednostima izračunanim od ranije biti odabran promjer koji odgovara standardnim dimenzijama za kasniji odabir ležaja. Također će, kao i za vratilo 1, biti proračunati kritični presijeci za utore za pera.

Okretni moment na zupčaniku 2 iznosi

$$T_2 = \eta \cdot T_1 \cdot i_{12} \quad (28)$$

$$\eta = 0,92 \text{ ([2], strana 446)}$$

$$i_{12} = 2$$

$$T_2 = 0,92 \cdot 617,98 \cdot 2$$

$$T_2 = 1137,08 \text{ Nm}$$

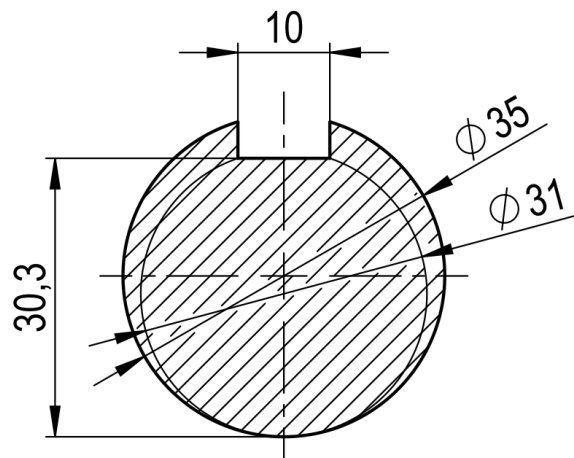
Sa dobivenim momentom torzije moguće je izračunati minimalni potrebni promjer vratila 2, d_{min2} , uvrštavanjem u (25)

$$d_{min2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2\tau_{dop}}}$$

$$d_{min2} = \sqrt[3]{\frac{1137080}{0,2 \cdot 225}}$$

$$d_{min2} = 29,34 \text{ mm}$$

Pošto će vratilo također imati utor za pero, uz odabrano pero DIN 6885 10x8mm, stvarni promjer vratila je $d_{v2} = 35\text{mm}$.



Slika 33. Kritični presjek na vratilu 2.

4.2.3. Proračun vratila 3

Proračun vratila 3 će biti ekvivalentan proračunu vratila 2.

Okretni moment na vratilu 3 iznosi prema jednadžbi (28)

$$T_3 = \eta \cdot T_1 \cdot i_{13}$$

$$i_{13} = 1,38$$

$$T_3 = 0,92 \cdot 617,98 \cdot 1,38$$

$$T_3 = 784,59\text{Nm}$$

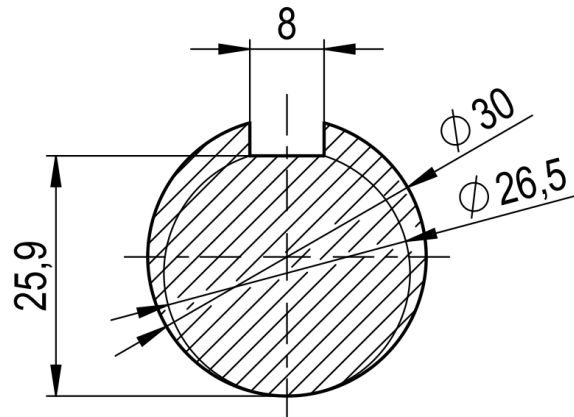
Minimalni promjer vratila 3, d_{min3} , prema jednadžbi (25) iznosi

$$d_{min3} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2\tau_{dop}}}$$

$$d_{min3} = \sqrt[3]{\frac{784590}{0,2 \cdot 225}}$$

$$d_{min3} = 25,93\text{mm}$$

Odabirom pera DIN 6885 8x7, dobivamo stvarni promjer vratila 3, $d_{v3} = 30\text{ mm}$.

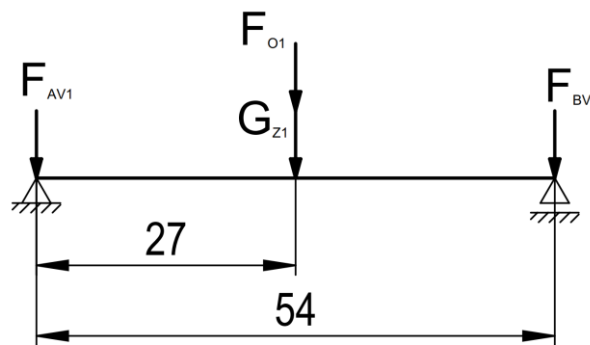


Slika 34. Kritični presjek na vratilu 3.

4.3. Proračun ležaja

4.3.1. Proračun ležaja na vratilu 1

Vertikalna ravnina zupčanika 1



Slika 35. Vertikalna ravnina zupčanika 1

Težina zupčanika iznosi $G_{Z1} = 6,08 \text{ N}$. Obodna sila F_{O1} izračuna se pomoću jednadžbe

$$F_{O1} = \frac{T_1}{r_1} \quad (29)$$

$$F_{O1} = \frac{617980}{32,5}$$

$$F_{O1} = 19014,77 \text{ N}$$

Pomoću obodne sile, možemo izračunati i radijalnu silu, potrebnu za horizontalnu ravninu

$$F_{r1} = F_{O1} \cdot \tan \alpha \quad (30)$$

$$F_{r1} = 19014,77 \cdot \tan(20^\circ)$$

$$F_{r1} = 6920,81 \text{ N}$$

Slijedi da su reakcije u osloncima za vratilo 1

$$\sum M_A = 0; -F_{O1} \cdot 27 - G_{Z1} \cdot 27 - F_{BV1} \cdot 54 = 0 \quad (31)$$

$$F_{BV1} = \frac{27 \cdot (-G_{Z1} - F_{O1})}{54}$$

$$F_{BV1} = \frac{27 \cdot (-6,08 - 19014,77)}{54}$$

$$F_{BV1} = -9510,43N$$

Što znači da je krivo pretpostavljen smjer sile F_{BV1} .

$$\sum M_B = 0; F_{O1} \cdot 27 + G_{Z1} \cdot 27 + F_{AV1} \cdot 54 = 0 \quad (32)$$

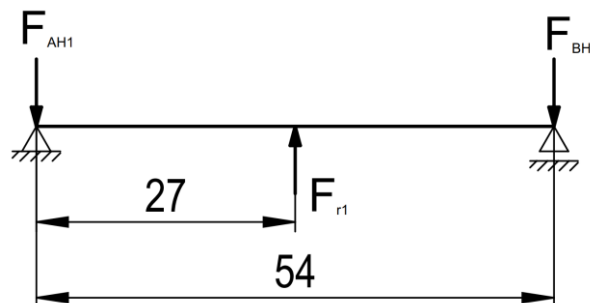
$$F_{AV1} = \frac{27 \cdot (-F_{O1} - G_{Z1})}{54}$$

$$F_{AV1} = \frac{27 \cdot (-19014,77 - 6,08)}{54}$$

$$F_{AV1} = -9510,43N$$

Što znači da je krivo pretpostavljen smjer sile F_{AV1} .

Horizontalna ravnina zupčanika 1



Slika 36. Horizontalna ravnina zupčanika 1

Sa ranije izračunanom radijalnom silom F_{r2} možemo odmah izračunati sile u osloncima

$$F_{AH1} \cdot 54 = F_{r1} \cdot 27 \quad (33)$$

$$F_{AH1} = \frac{6920,81 \cdot 27}{54}$$

$$F_{AH1} = 3460,41N$$

Pošto je sila F_{r2} na sredini, sila u osloncu B će biti ista sili u osloncu A, odnosno $F_{BH2} = -3183,565 N$. Negativni predznak znači da je krivo pretpostavljen smjer sile u osloncima.

Potrebno je izračunati rezultantne sile u osloncima. Pošto su sile u osloncima jednake, dovoljno je izračunati rezultantu u jednom osloncu.

$$R_{A1} = \sqrt{F_{AH1}^1 + F_{AV1}^1} \quad (34)$$

$$R_{A1} = \sqrt{3460,41^2 + 9510,43^2}$$

$$R_{A1} = 10120,41 \text{ N}$$

Proračun ležaja izvodi se prema Strojarskom priručniku [5], strana 771.

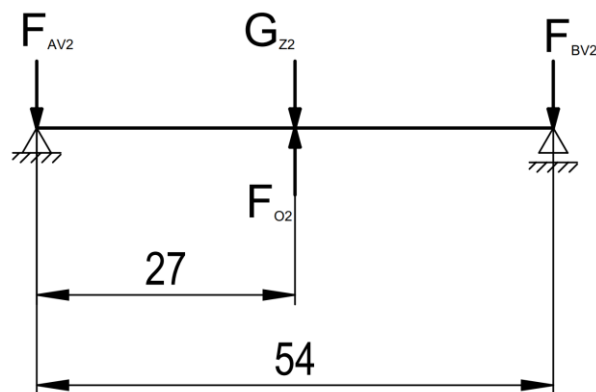
Za statičku nosivost potrebno je odabrati takav ležaj da statička nosivost C_0 bude veća od rezultantne sile $F_0 = R_{A2} = 10120,41 \text{ N}$.

Za kuglične ležaje vrijedi da je Dinamičko opterećenje C jednako ekvivalentnom opterećenju F , koji za slučaj bez aksijalnog opterećenja iznosi $F = R_{A2} = 10120,41 \text{ N}$.

Ležajna mjesta na vratilu 1 imaju promjer $d_{V1} = 35 \text{ mm}$, te je odabran ležaj 6207 ([5], strana 753).

4.3.2. Proračun ležaja na vratilu 2

Vertikalna ravnina zupčanika 2



Slika 37. Vertikalna ravnina zupčanika 2

Težina zupčanika Z_2 iznosi $G_{Z2} = 24,52 \text{ N}$

Ponavljamo postupak iz cjeline 4.3.1. sa drugim vrijednostima. Tako imamo iz (29) i (30)

$$F_{O2} = \frac{T_2}{r_2}$$

$$F_{O2} = \frac{1137080}{65}$$

$$F_{O2} = 17493,54N$$

$$F_{r2} = F_{O2} \cdot \tan\alpha(22)$$

$$F_{r2} = 17493,54 \cdot \tan(20^\circ)$$

$$F_{r2} = 6367,13N$$

Slijedi da su reakcije u osloncima za vratilo 2

$$\sum M_A = 0; F_{O2} \cdot 27 - G_{Z2} \cdot 27 - F_{BV2} \cdot 54 = 0 \quad (35)$$

$$F_{BV2} = \frac{27 \cdot (G_{Z2} - F_{O2})}{54}$$

$$F_{BV2} = \frac{27 \cdot (24,52 - 17493,54)}{54}$$

$$F_{BV2} = -8734,51N$$

Što znači da je krivo pretpostavljen smjer sile F_{BV2} .

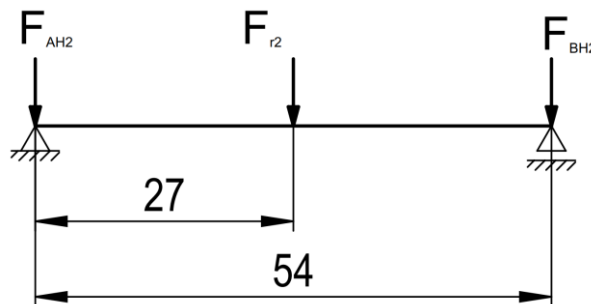
$$\sum M_B = 0; -F_{O2} \cdot 27 + G_{Z2} \cdot 27 + F_{AV2} \cdot 54 = 0 \quad (36)$$

$$F_{AV2} = \frac{27 \cdot (F_{O2} - G_{Z2})}{54}$$

$$F_{AV2} = \frac{27 \cdot (17493,54 - 24,52)}{54}$$

$$F_{AV2} = 8734,51N$$

Horizontalna ravnina zupčanika 2



Slika 38. Horizontalna ravnina zupčanika 2.

Sa ranije izračunanom radijalnom silom F_{r2} možemo odmah izračunati sile u osloncima

$$\begin{aligned} F_{AH2} \cdot 54 &= -F_{r2} \cdot 27 & (37) \\ F_{AH2} &= \frac{-6367,13 \cdot 27}{54} \\ F_{AH2} &= -3183,565N \end{aligned}$$

Pošto je sila F_{r2} na sredini, sila u osloncu B će biti ista sili u osloncu A, odnosno $F_{BH2} = -3183,565$ N. Negativni predznak znači da je krivo pretpostavljen smjer sila u osloncima.

Potrebno je izračunati rezultantne sile u osloncima. Pošto su sile u osloncima jednake, dovoljno je izračunati rezultantu u jednom osloncu, prema jednadžbi (34).

$$\begin{aligned} R_{A2} &= \sqrt{F_{AH2}^2 + F_{AV2}^2} \\ R_{A2} &= \sqrt{3183,565^2 + 8734,52^2} \\ R_{A2} &= 9296,61N \end{aligned}$$

Proračun ležaja izvodi se prema Strojarskom priručniku [5], strana 771.

Za statičku nosivost potrebno je odabrati takav ležaj da statička nosivost C_0 bude veća od rezultantne sile $F_0 = R_{A2} = 9296,61$ N.

Za kuglične ležaje vrijedi da je Dinamičko opterećenje C jednako ekvivalentnom opterećenju F , koji za slučaj bez aksijalnog opterećenja iznosi $F = R_{A2} = 9296,61$ N.

Prema izračunanim vrijednostima iz tablice ([5], strana 752) odabiremo ležaj koji ima unutarnji promjer $d_{V2} = 35$ mm, i C_0 i C veće od 9296,61 N.

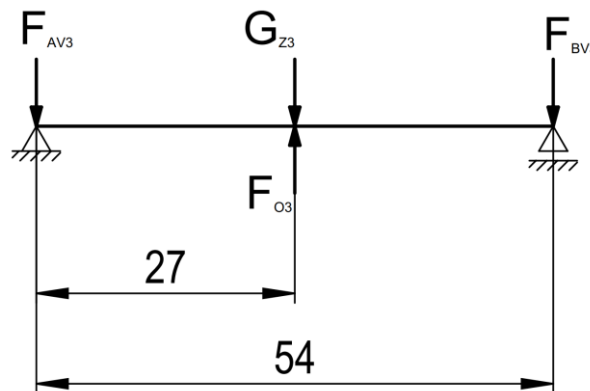
Odabran je dakle ležaj 6007, za oba ležajna mjesta na vratilu 2.

4.3.3. Proračun ležaja na vratilu 3

Ponavljamo postupak iz cjeline 4.3.1. sa drugim vrijednostima. Tako imamo iz (29) i (30)

$$\begin{aligned} F_{O3} &= \frac{T_3}{r_3} \\ F_{O3} &= \frac{784590}{45} \\ F_{O3} &= 17435,33N \\ F_{r3} &= F_{O3} \cdot \tan\alpha \\ F_{r3} &= 17435,33 \cdot \tan(20^\circ) \\ F_{r3} &= 6345,94N \end{aligned}$$

Vertikalna ravnina vratila 3



Slika 39. Vertikalna ravnina vratila 3

Težina zupčanika Z_3 je $G_Z = 12,26$ N. Pošto su reakcije ekvivalentne onima u vertikalnoj ravnini vratila 2, možemo iskoristiti oblike jednačbe (35) i (36).

$$F_{BV3} = \frac{27 \cdot (G_{Z3} - F_{O3})}{54} \quad (38)$$

$$F_{BV3} = \frac{27 \cdot (12,26 - 17435,33)}{54}$$

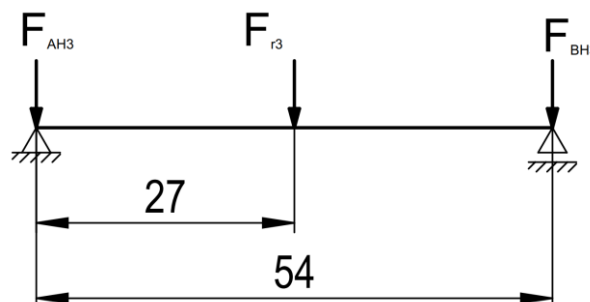
$$F_{BV3} = -8711,54 \text{ N}$$

$$F_{AV3} = \frac{27 \cdot (F_{O3} - G_{Z3})}{54} \quad (39)$$

$$F_{AV3} = \frac{27 \cdot (17435,33 - 12,26)}{54}$$

$$F_{AV3} = 8711,54 \text{ N}$$

Horizontalna ravnina vratila 3



Slika 40. Horizontalna ravnina vratila 3

Opet možemo iskoristiti jednačbe horizontalne ravnine vratila 2, zbog ekvivalentnih opterećenja. Iz jednačbe (37)

$$F_{AH3} \cdot 54 = -F_{r3} \cdot 27 \quad (40)$$

$$F_{AH3} = \frac{-6345,94 \cdot 27}{54}$$

$$F_{AH3} = -3172,97N$$

Potrebno je izračunati R_3 , pomoću jednadžbe (34)

$$R_3 = \sqrt{F_{AH3}^2 + F_{AV3}^2}$$

$$R_3 = \sqrt{3172,97^2 + 8711,54^2}$$

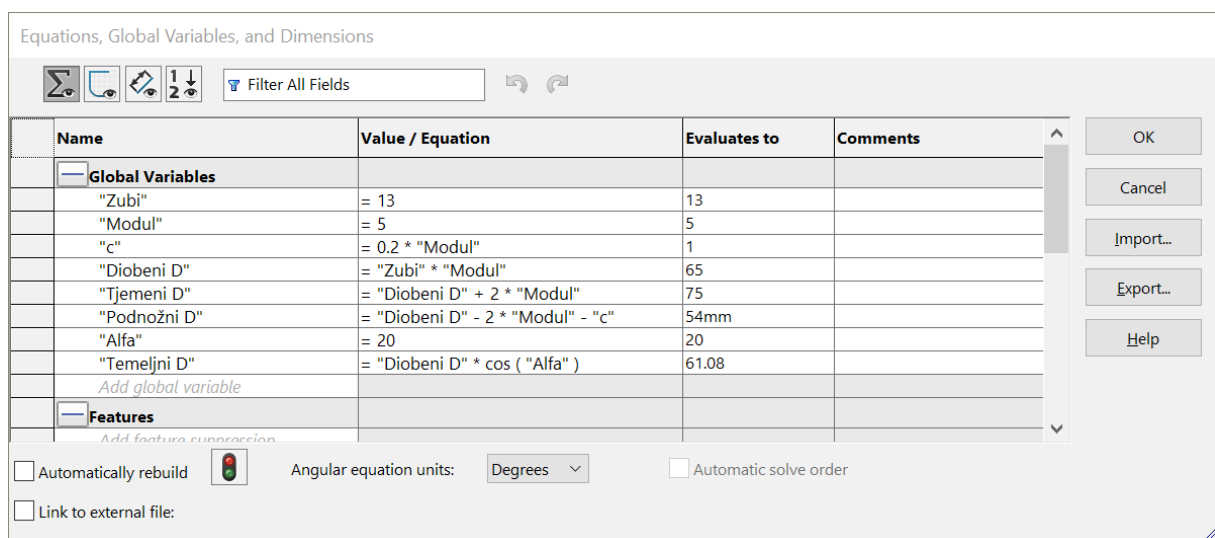
$$R_3 = 9271,39N$$

Sa dobivenom rezultantom R_3 moguće je odabrati ležaj. Prema Strojarskom priručniku, $C_0 = F_0 = R_3 = 9271,39 N$, i $C = F_0 = R_3 = 9271,39 N$. Promjer vratila 3 iznosi $d_{v3} = 30mm$. Odabran je kuglični ležaj 6206.

4.4. Izrada 3d modela u solidworksu

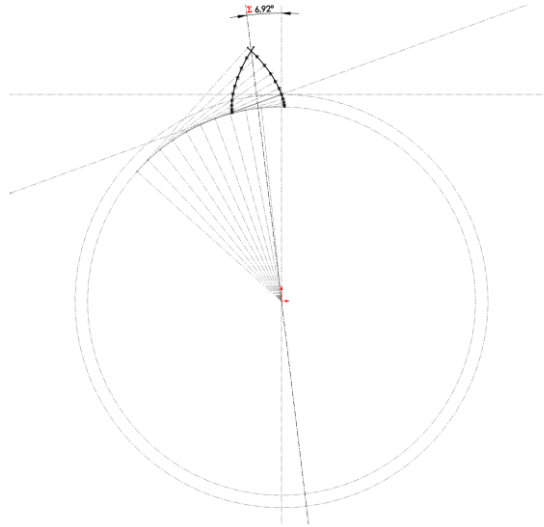
4.4.1. Parametarsko modeliranje zupčanika

Solidworks omogućava parametarsko modeliranje, što znači da je moguće jednadžbama odrediti dimenzije u modelu. Konkretno za primjer zupčanika, potrebno je unijeti vrijednosti za broj zuba i modul, a program zadanim jednadžbama izračuna preostale vrijednosti.



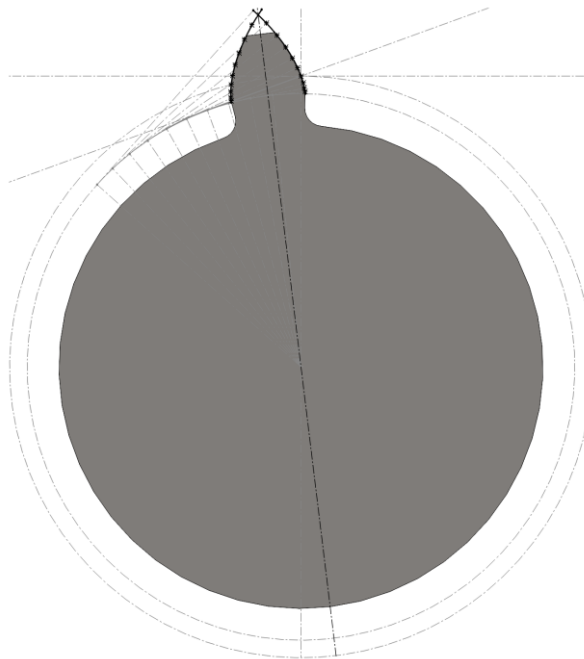
Slika 41. Prozor varijabli i jednadžbi u Solidworksu.

Nakon postavljanja parametara, pomoću jednažbi potrebno je skicirati točke za evolventu te točke spojiti krivuljom (Spline).



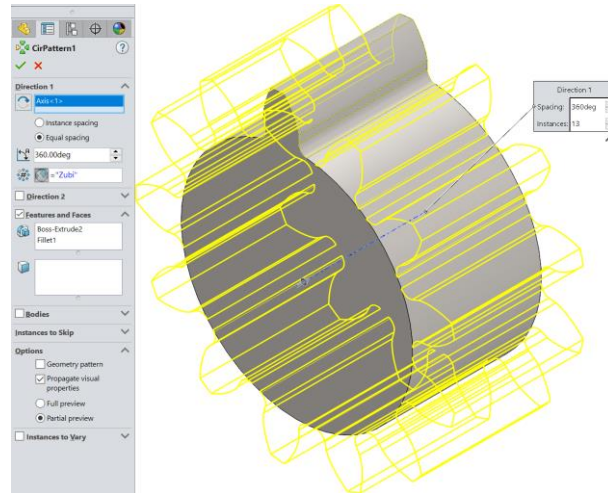
Slika 42. Skica za evolventu (sivo) i spojena evolventa sa zrcalnom slikom (crno)

Nakon konstruiranja evolvente potrebno je nacrtati tijelo zupčanika, za koje je korištena naredba BossExtrude sa skicom kruga promjera jednakom temeljnom promjeru zupčanika ($d_{b1} = 54 \text{ mm}$). Nakon toga je potrebno u novoj skici ponovno naredbom BossExtrude i skicom evolvente od ranije, modelirati jedan zub zupčanika. Podnožni radijusi su dodani naredbom Fillet.



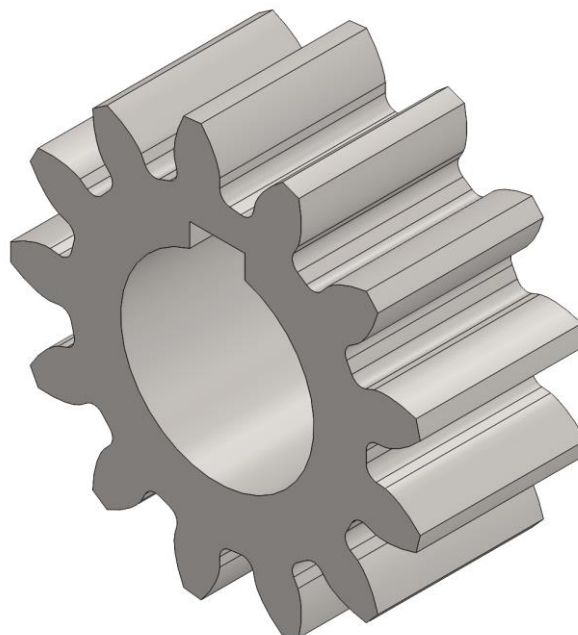
Slika 43. Modeliran jedan zub zupčanika

Taj jedan zub potrebno je naredbom Circular Pattern modelirati oko središta zupčanika, za broj ponavljanja potrebno je odabrati varijablu „Zubi“.



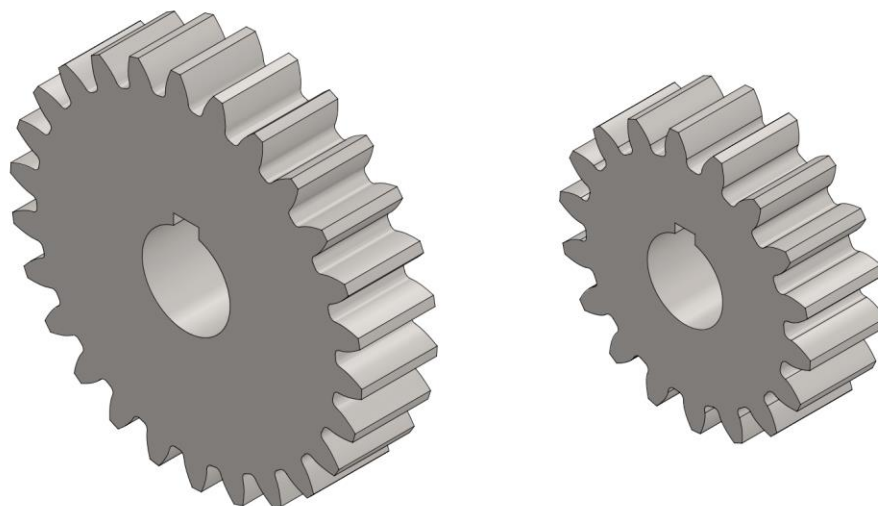
Slika 44. Circular Pattern sa odabranom varijablom „Zubi“ za broj ponavljanja

Nakon toga je potrebno naredbom Cut Extrude dodati provrt za vratilo i utor za pero.

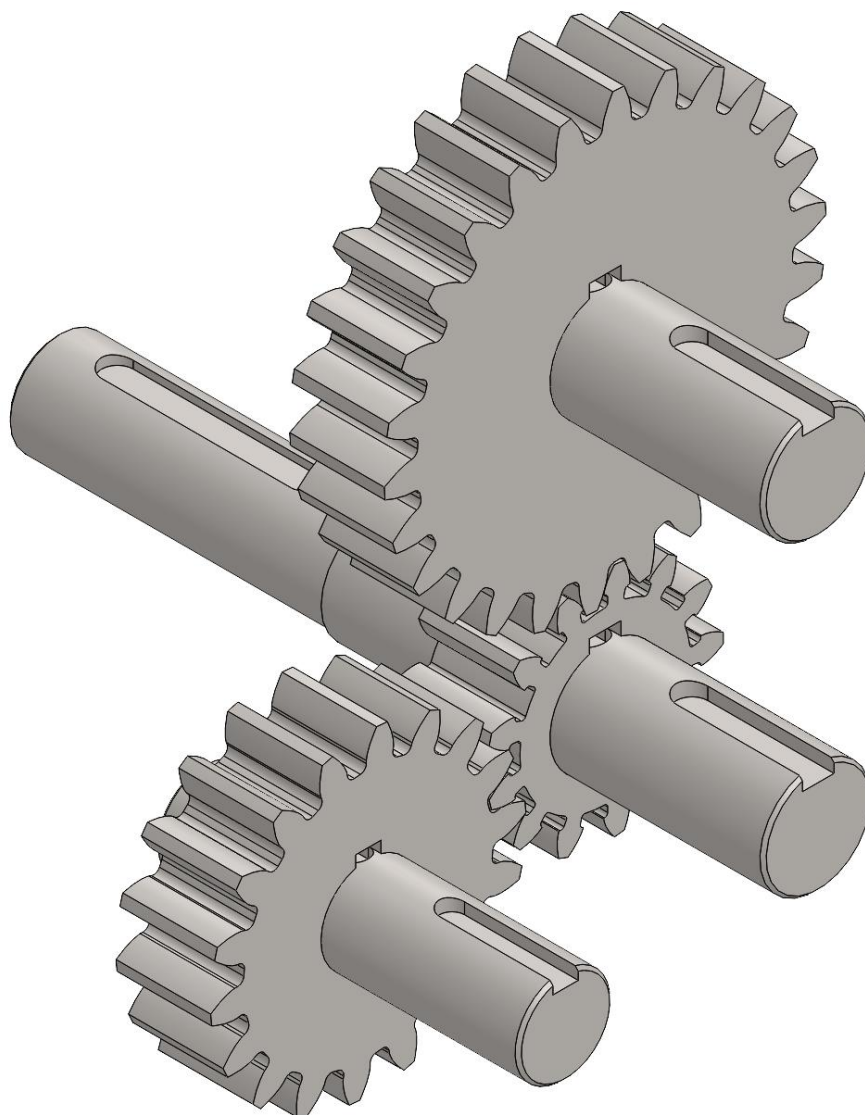


Slika 45. Gotov model zupčanika 1

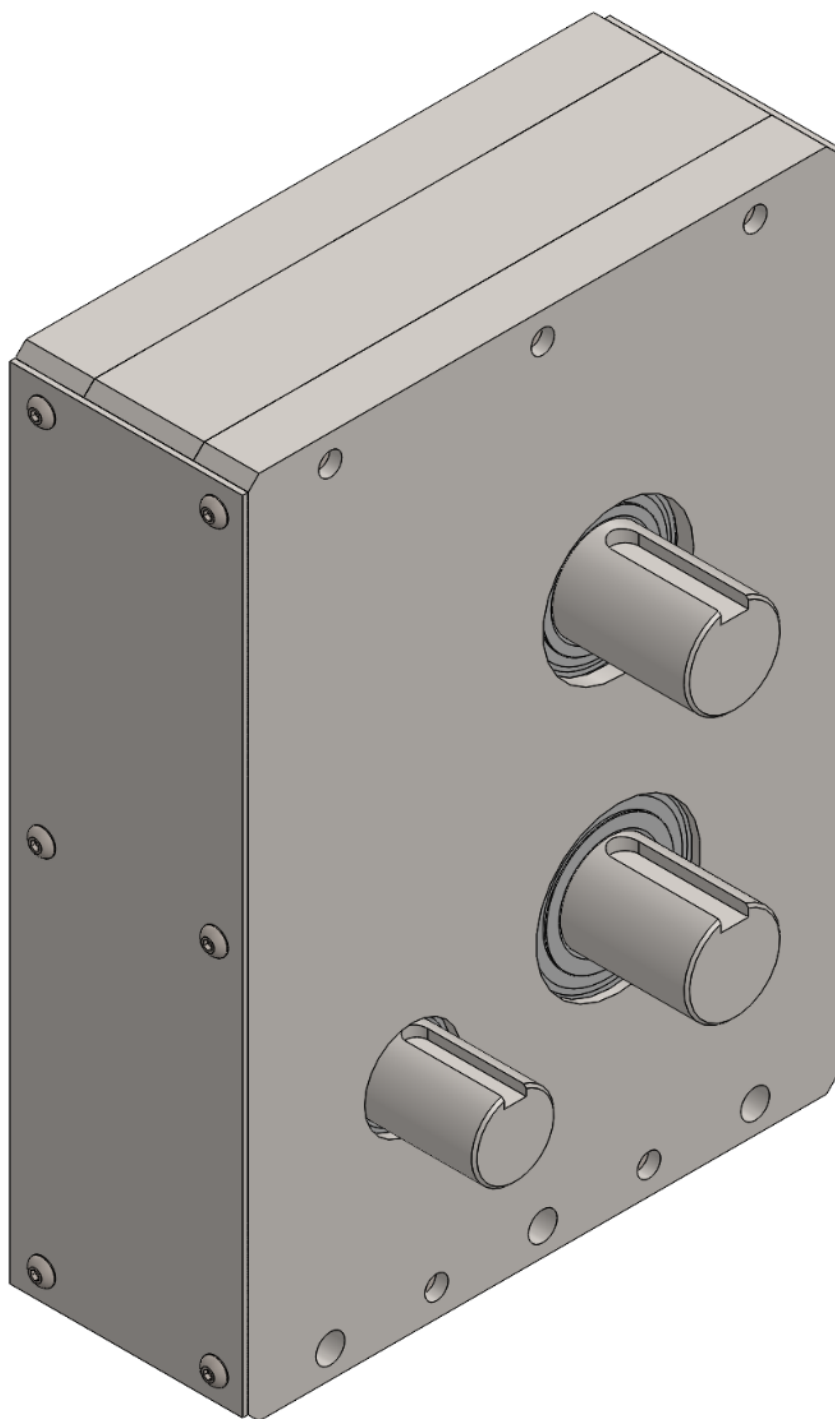
Postupak se ponavlja za zupčanike 2 i 3, samo uz izmjenu varijable „Zubi“, na 26 za zupčanik 2, odnosno 18 za zupčanik 3.



Slika 46. Modeli zupčanika 2 i zupčanika 3



Slika 47. Sklop zupčanika i vratila



Slika 48. Završni izgled cjelokupnog reduktora (3D model).

5. ANALIZA REZULTATA

5.1. Analiza zupčanika

Tablica 2. Dimenzije zupčanika

ZUPČANIK	Z_1	Z_2	Z_3
BROJ ZUBI (z)	13	26	18
MODUL (m)	5		
DEBLJINA ZUBI (b) [mm]	30		
ZAHVATNI KUT (α)	20°		
DIOBENI PROMJER (d_n) [mm]	65	130	90
TJEMENI PROMJER (d_{an}) [mm]	75	140	100
TEMELJNI PROMJER (d_{fn}) [mm]	54	119	79
PODNOŽNI PROMJER (d_{bn}) [mm]	61,08	122,16	93,97

5.2. Analiza vratila

Vratilo 1, pogonsko vratilo, ima promjer za montažu motora sa reduktorom od 32mm. Zbog standardne veličine ležaja ostatak vratila je promjera 35mm.

Vratilo 2 je promjera 35mm po cijeloj duljini.

Vratilo 3 je promjera 30mm po cijeloj duljini vratila.

Na svakom vratilu će biti izvedeni utori za pero ovisno o dimenzijama vratila.

5.3. Analiza ležaja

Za vratilo 1 odabrani su jednoredni kuglični ležaji 6207-2Z.

Za vratilo 2 odabrani su jednoredni kuglični ležaji 6007-2Z.

Za vratilo 3 odabrani su jednoredni kuglični ležaji 6206-2Z.

6. ZAKLJUČAK

Ovaj rad je samo dio ukupnog proračuna prijenosnika. Zbog predimenzioniranih zadanih pozicija neke su stvari pojednostavljene, ali svejedno može poslužiti kao smjernica za proračun sličnih prijenosnika. Kod eventualne proizvodnje i nakon analize rada prijenosnika na strojevima, moguće je razmatrati izmjene konstrukcije prijenosnika. Dimenzije pozicija i standardne pozicije su odabrane radi lakše izrade i montaže prijenosnika, te također zbog lakšeg servisiranja na licu mjesta ili, kod slučajeva gdje su strojevi na udjeljnim lokacijama, lakše zamjene pozicija od strane kupca. Također zahtjevi čvrstoće i sama predimenzioniranost pozicija olakšavaju i pojeftinjuju proizvodnju.

LITERATURA

[1] Lynwander, Peter: Gear drive systems design and application, CRC Press, 1983.

[2] Decker, Karl-Heinz: Elementi strojeva, Golden Marketing, Tehnička knjiga, 2006.

[3] Oberšmit, Eugen: Ozubljenja i zupčanici, SNL Zagreb, 1982

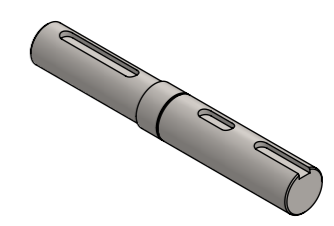
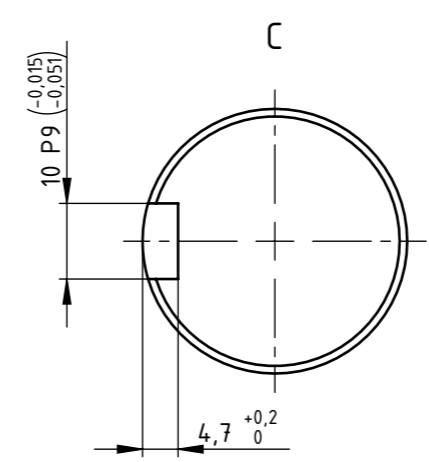
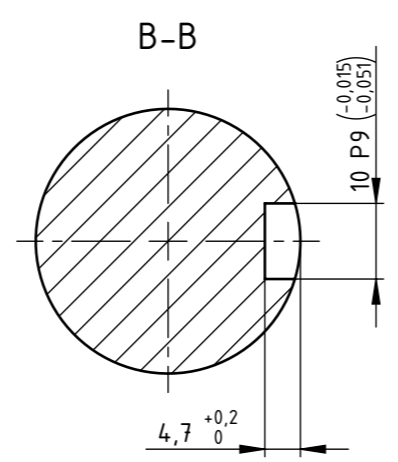
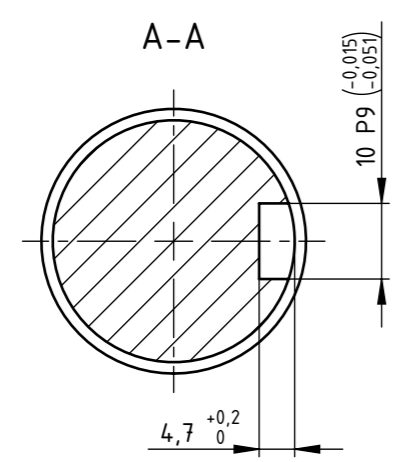
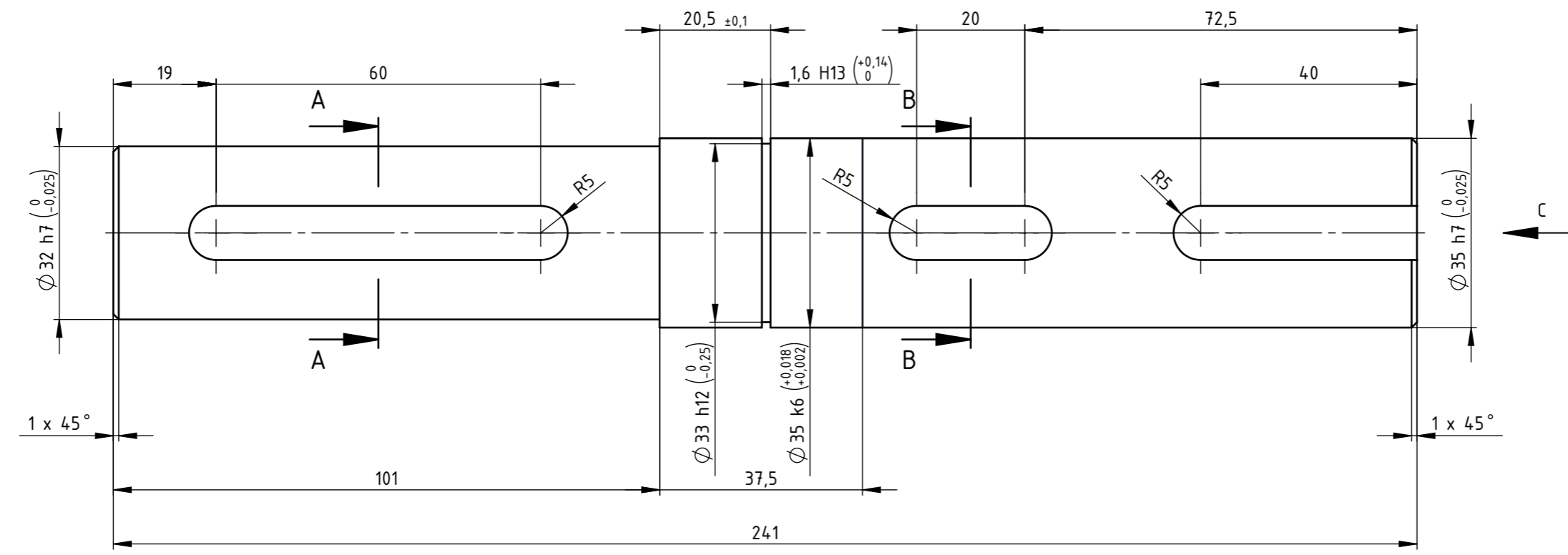
[4] Tucaković, Krunoslav: Ključ za čelik, Metalbiro Zagreb, 1987

[5] Kraut, Bojan: Strojarski priručnik, Sajema d.o.o. Zagreb, 2009.

PRILOG

Ra 3,2

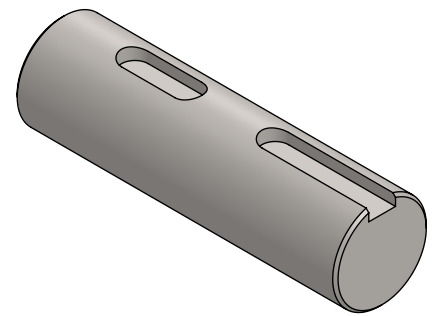
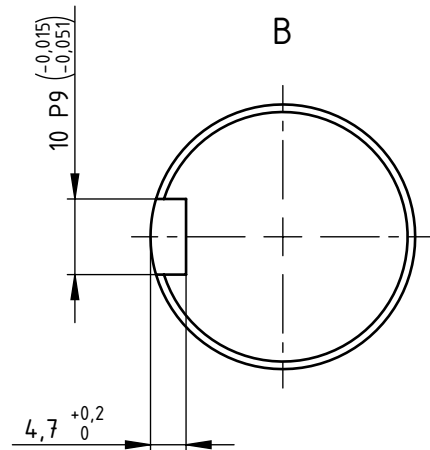
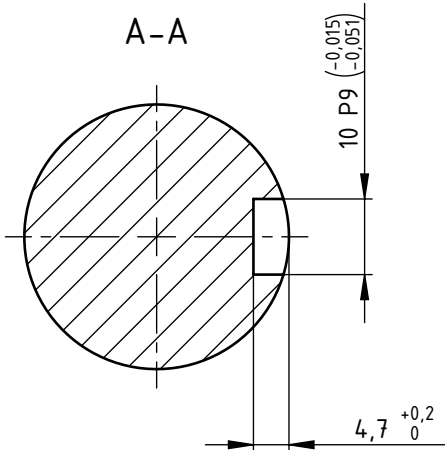
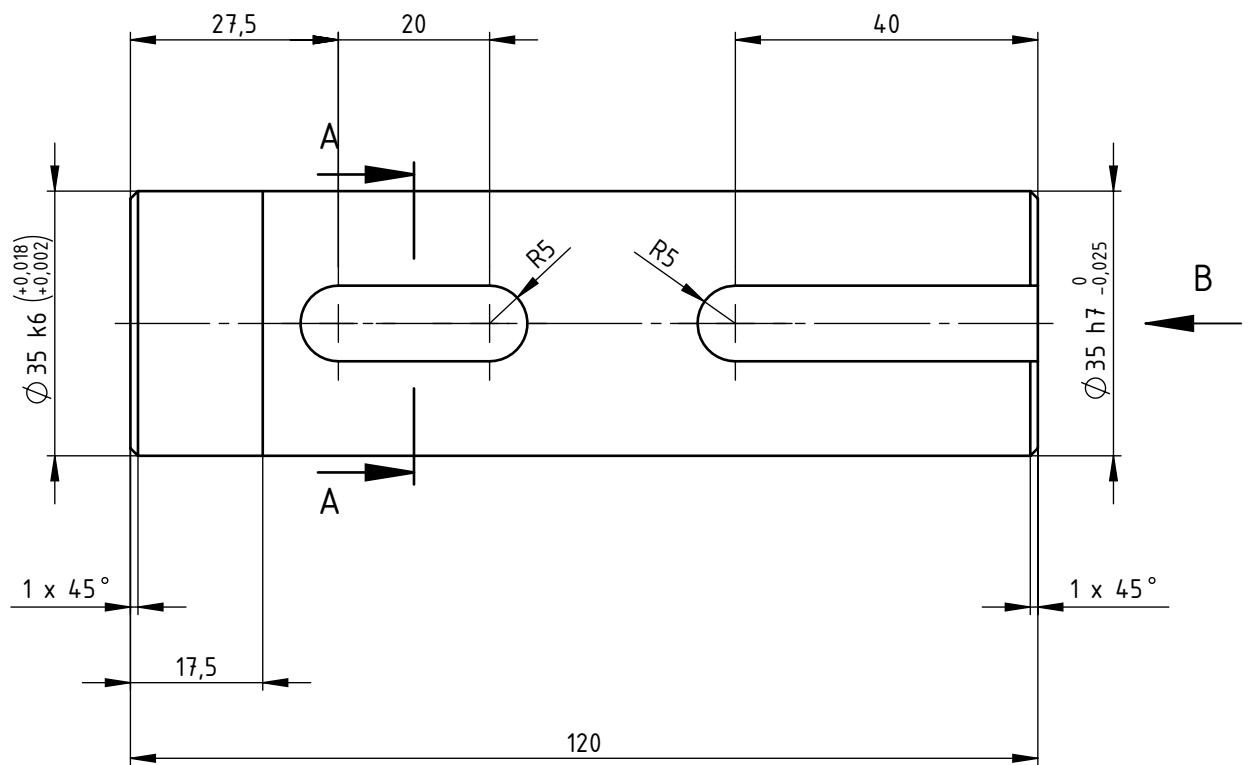
Oštre bridove skositi.
Poboljšati na 980-1180 N/mm².



Mjerilo: 1:1	Datum: 1.9.2022.	Ime i prezime: Marko Dudak	VELEUČILIŠTE U KARLOVCU Strojarski Odjel
Pozicija: 1	Sklopni crtež (broj): MD-000		Materijal: 1.7225 (42CrMo4)
Broj crteža: MD-001		Naziv dijela: Vratilo	

Ra 3,2

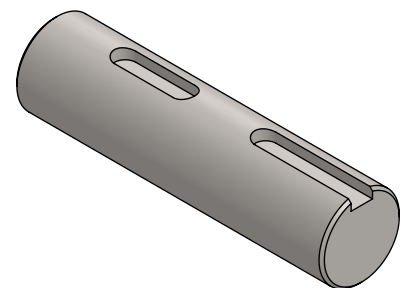
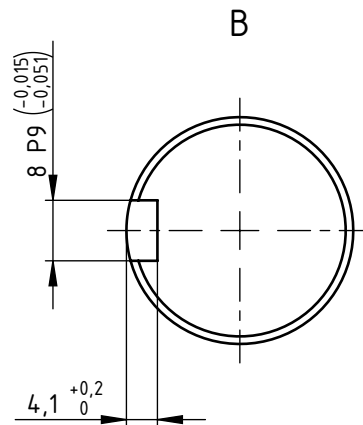
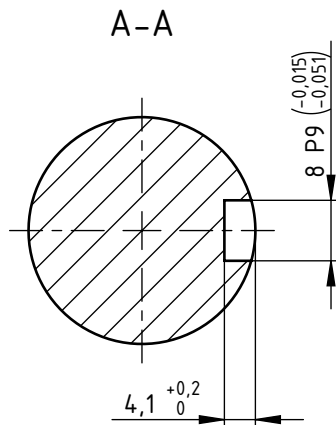
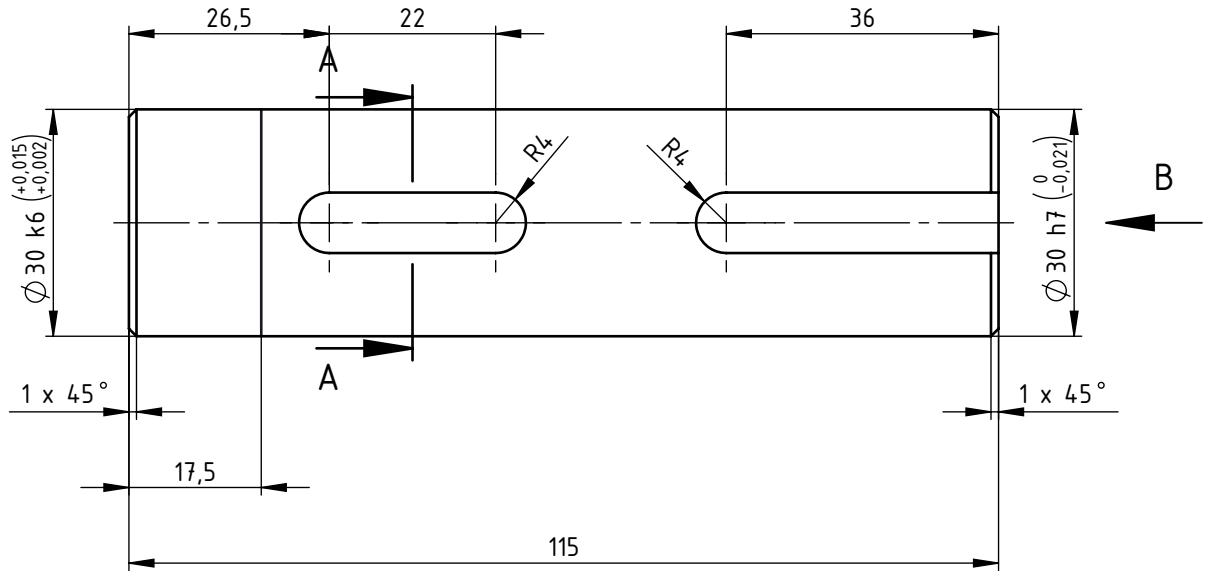
Oštre bridove skositi.
Poboljšati na 980-1180 N/mm².



Mjerilo: 1:1	Datum: 1.9.2022.	Ime i prezime: Marko Dudak	VELEUČILIŠTE U KARLOVCU Strojarski Odjel
Pozicija: 1	Sklopni crtež (broj): MD-000		Materijal: 1.7225 (42CrMo4)
Broj crteža: MD-002		Naziv dijela: Vratilo	

Ra 3,2

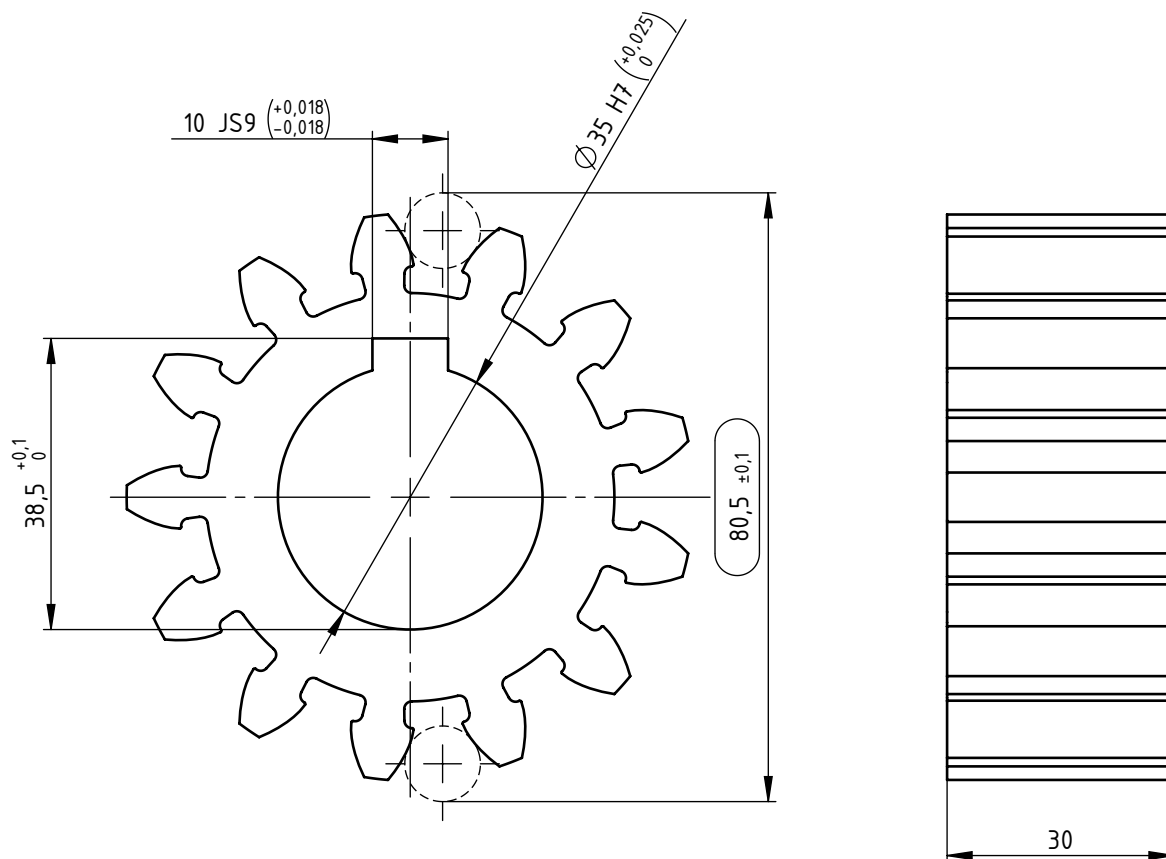
Oštre bridove skositi.
Poboljšati na 980-1180 N/mm².



Mjerilo: 1:1	Datum: 1.9.2022.	Ime i prezime: Marko Dudak	VELEUČILIŠTE U KARLOVCU Strojarski Odjel
Pozicija: 3	Sklopni crtež (broj): MD-000		Materijal: 1.7225 (42CrMo4)
Broj crteža: MD-003		Naziv dijela: Vratilo	

Ra 3,2

Oštre bridove skositi.
Poboljšati na 880-1080 N/mm².

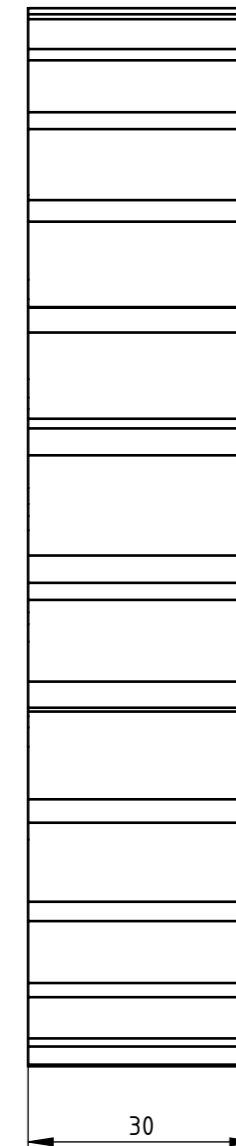
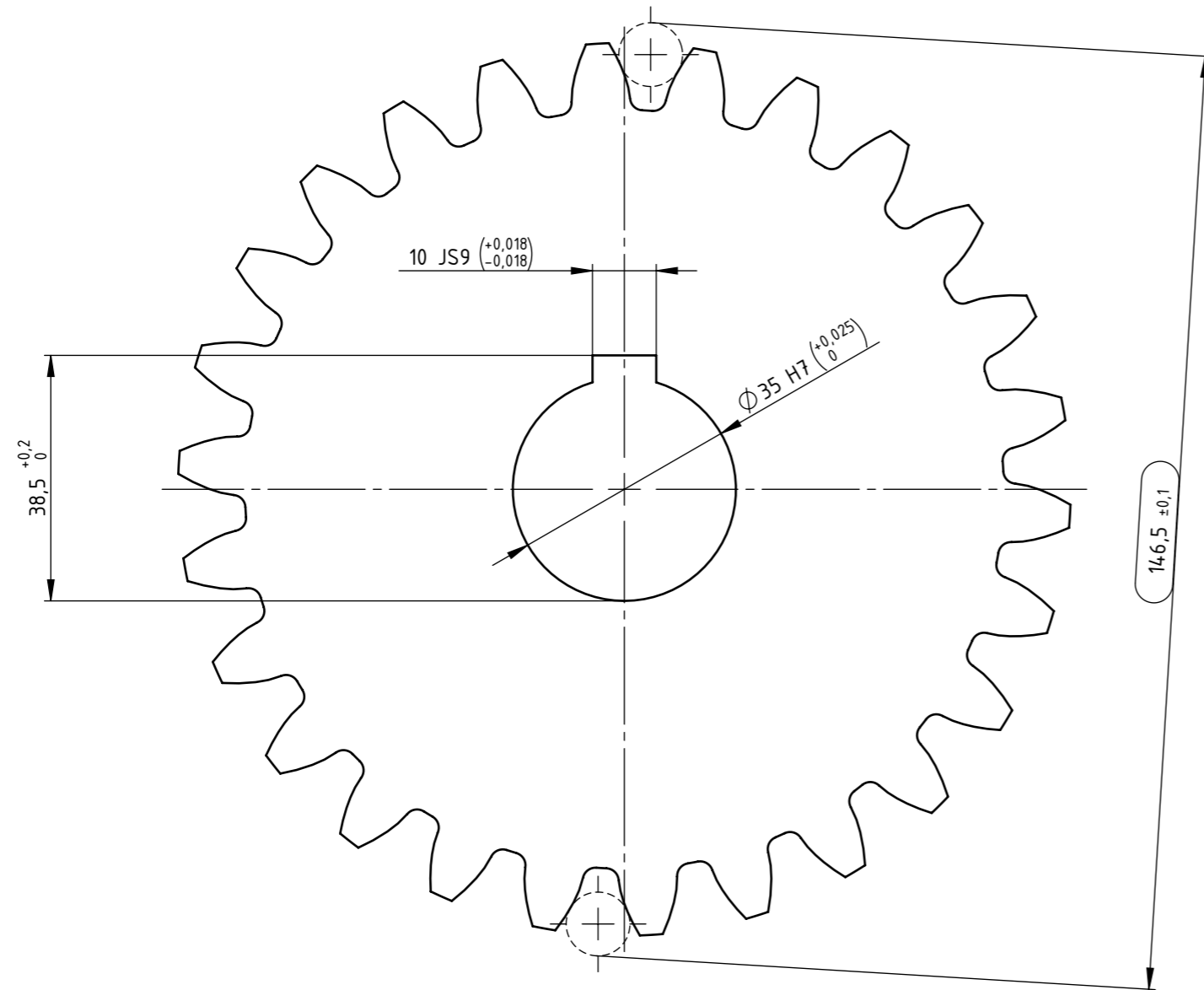


Broj zuba	z	13
Modul	m	5
Zahvatni kut	α	20°
Kontrolna mjera mjereno preko W6 zubi	W6	80,5±0,1
Max. kontrolna mjera	W6 max.	80,6
Min. kontrolna mjera	W6 min.	80,4
Max. podnožni promjer	df max.	53
Min. podnožni promjer	df min.	52
Temeljni promjer	dB	61,08
Pomak profila	x	0
Max. odstupanje boka zuba	F β	0,05
Radijalni udar	Fr	0,15

Mjerilo: 1:1	Datum: 1.9.2022.	Ime i prezime: Marko Dudak	VELEUČILIŠTE U KARLOVCU Strojarski Odjel
Pozicija: 4	Sklopni crtež (broj): MD-000		Materijal: 1.7225 (42CrMo4)
Broj crteža: MD-004		Naziv dijela: Zupčanik	

Ra 3,2

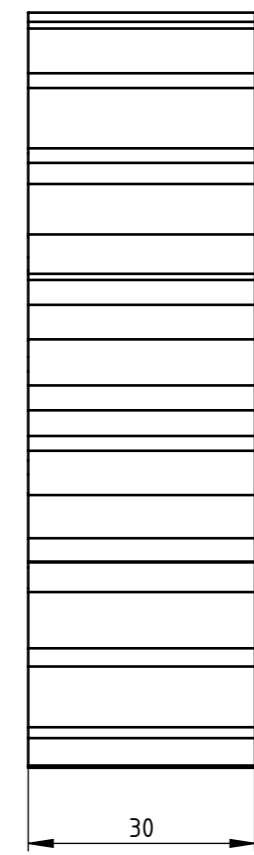
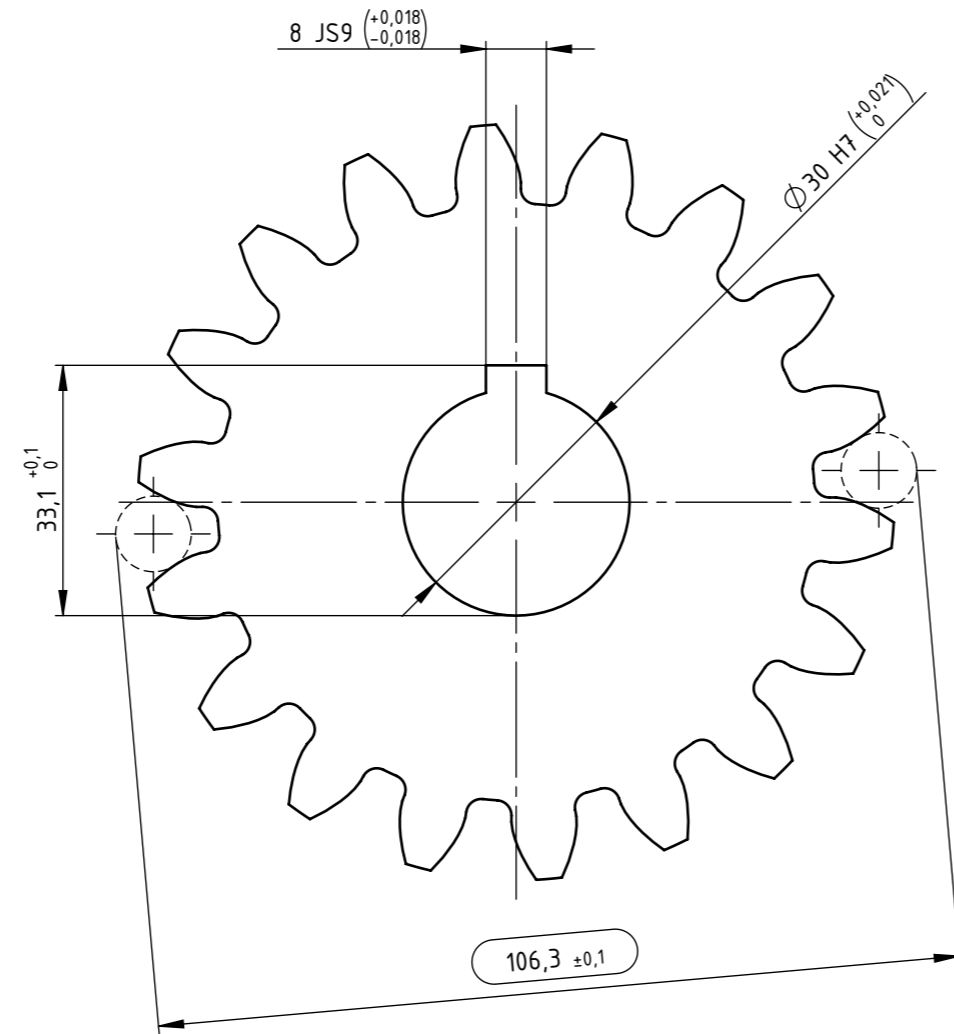
Oštre bridove skositi.
Poboljšati na 780-830 N/mm².



Broj zuba	z	26
Modul	m	5
Zahvatni kut	α	20°
Kontrolna mjera mjereno preko Wk zubi	W13	146,5±0,1
Max. kontrolna mjera	W13 max.	146,6
Min. kontrolna mjera	W13 min.	146,4
Max. podnožni promjer	df max.	118
Min. podnožni promjer	df min.	117
Temeljni promjer	dB	122,16
Pomak profila	x	0
Max. odstupanje boka zuba	F β	0,05
Radijalni udar	Fr	0,15

Mjerilo: 1:1	Datum: 1.9.2022.	Ime i prezime: Marko Dudak	VELEUČILIŠTE U KARLOVCU Strojarski Odjel
Pozicija: 1	Sklopni crtež (broj): MD-000	Materijal: 1.7225 (42CrMo4)	
Broj crteža: MD-005	Naziv dijela: Zupčanik		

 Ra 3,2
 Oštre bridove skositi.
 Poboljšati na 880-1080 N/mm².



Broj zuba	z	18
Modul	m	5
Zahvatni kut	α	20°
Kontrolna mjera mjereno preko Wk zubi	W9	106,3±0,1
Max. kontrolna mjera	W9 max.	106,4
Min. kontrolna mjera	W9 min.	106,2
Max. podnožni promjer	df max.	78
Min. podnožni promjer	df min.	77
Temeljni promjer	dB	75,18
Pomak profila	x	0
Max. odstupanje boka zuba	F β	0,05
Radijalni udar	Fr	0,15

Mjerilo: 1:1	Datum: 1.9.2022.	Ime i prezime: Marko Dudak	VELEUČILIŠTE U KARLOVCU Strojarski Odjel
Pozicija: 1	Sklopni crtež (broj): MD-000	Materijal: 1.7225 (42CrMo4)	
Broj crteža: MD-006	Naziv dijela: Zupčanik		