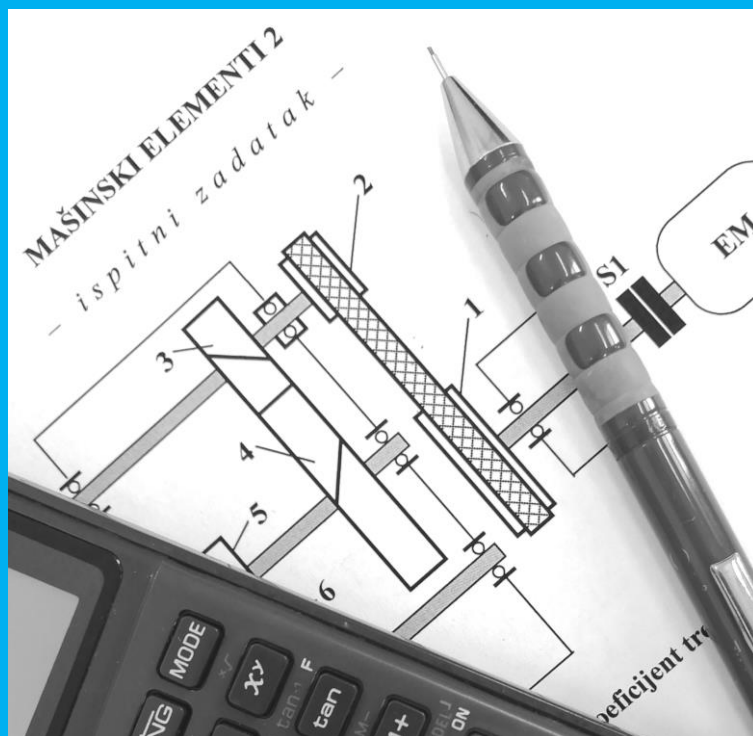


U N I V E R Z I T E T U B E O G R A D U

**Tatjana Lazović      Aleksandar Marinković**

# MEHANIČKI PRENOSNICI SNAGE

**zbirka rešenih zadataka**



MAŠINSKI FAKULTET  
Beograd

U N I V E R Z I T E T U B E O G R A D U

Tatjana Lazović      Aleksandar Marinković

**MEHANIČKI  
PRENOSNICI SNAGE**

zbirka rešenih zadataka

M A Š I N S K I F A K U L T E T

Beograd, 2022

**MEHANIČKI PRENOSNICI SNAGE**  
**zbirka rešenih zadataka**

***Autori***

Prof. dr Tatjana M. Lazović, dipl. inž. maš. i  
Prof. dr Aleksandar B. Marinković, dipl. inž. maš.  
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu

***Recenzenti:***

Dr Blaža Stojanović, dipl.inž.maš, redovni profesor  
Fakultet inženjerskih nauka Univerziteta u Kragujevcu  
Dr Snežana Ćirić-Kostić, dipl.inž.maš, vanredni profesor  
Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo u Kraljevu Univerziteta u Kragujevcu

***Izdavač:***

MAŠINSKI FAKULTET UNIVERZITETA U BEOGRADU  
Kraljice Marije 16, 11120 Beograd 35  
Tel.: 011-3370-350, 011-3302-384; Faks.: 011-3370-364  
[www.mas.bg.ac.rs](http://www.mas.bg.ac.rs)

***Za izdavača:***

Prof. dr Vladimir Popović, dekan

***Glavni i odgovorni urednik:***

Prof. dr Milan Lečić

Odobreno za štampu odlukom Dekana br. 06/2022 od 19.4.2022.

***Tehnička priprema teksta i dizajn korica***

T. Lazović

***Tiraž***

300 primeraka

***Štampa:***

PLANETA PRINT  
Igora Vasiljeva 33r, Beograd, Tel: 011-650-65-64  
[www.planeta-print.rs](http://www.planeta-print.rs)

**Beograd, 2022.**

**ISBN 978-86-6060-116-4**

Zabranjeno preštampavanje i fotokopiranje. Sva prava zadržavaju izdavač i autori.#

## Predgovor

Ova zbirka zadataka je pomoćni udžbenik, namenjen prvenstveno studentima mašinstva, ali i studentima svih drugih obrazovnih profila spregnutih sa mašinskom tehnikom, mašinskim elementima i mehaničkim prenosnicima snage. Osim toga, može biti korisna i svima koji se u praksi bave problematikom proračuna elemenata mehaničkih prenosnika snage.

Zadaci obuhvataju proračun cilindričnih zupčastih parova sa pravim i kosim zupcima, konusnih zupčastih parova, pužnih parova, kaišnih prenosnika, lančanih prenosnika i spojnice. Za sve zadatke su detaljno prikazani postupci rešavanja sa rezultatima. Rešeni ispitni zadaci, koji delimično ili potpuno obuhvataju sadržaj kursa iz Mašinskih elemenata 2 na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu, su odabrani zadaci koje su autori pripremali tokom prethodnih godina održavanja nastave iz ovog predmeta.

Metodologija proračuna elemenata prenosnika snage, izrazi, termini, oznake, kao i korišćeni tablični podaci, usklađeni su sa materijom izloženom u udžbeniku prof. dr M. Ognjanovića „Mašinski elementi“, u izdanju Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu. Sa neznatnim odstupanjima, uglavnom u pojedinim tabličnim podacima, zbirka je usklađena i sa udžbenikom „Mašinski elementi 2“, autora M. Ristivojevića, Z. Stamenića i R. Mitrovića, takođe u izdanju Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu.

Sa izuzetnim poštovanjem se zahvaljujemo recenzentima, prof. dr Snežani Ćirić-Kostić i prof. dr Blaži Stojanoviću, koji su sa pažnjom pročitali rukopis i dali korisne sugestije.

S obzirom da se radi o prvom izdanju knjige, autori su svesni mogućih grešaka i propusta. Korisnici se ljubazno pozivaju da ukažu na uočene greške, kao i da daju svoje komentare i sugestije na adresu [me2zbirka@gmail.com](mailto:me2zbirka@gmail.com), na kojima će im autori biti veoma zahvalni.

U Beogradu, novembra 2022.

*Autori*

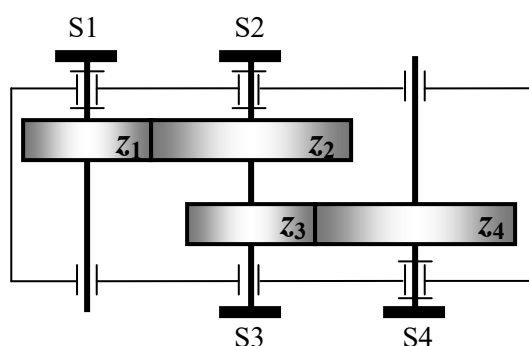
## SADRŽAJ

T. Lazović	
1. Prenos obrtnog kretanja, snage i obrtnog momenta .....	1
2. Cilindrični zupčasti parovi .....	2
3. Konusni zupčasti parovi .....	5
4. Pužni parovi .....	6
5. Kaišni prenosnici .....	8
6. Lančani prenosnici .....	10
A. Marinković	
7. Spojnice .....	11
Rešenja .....	13
REŠENI ISPITNI ZADACI iz Mašinskih elemenata 2 .....	43
T. Lazović	
Zadatak 1.1 .....	45
Zadatak 1.2 .....	52
Zadatak 1.3 .....	59
Zadatak 1.4 .....	66
Zadatak 1.5 .....	75
Zadatak 1.6 .....	81
Zadatak 1.7 .....	89
Zadatak 1.8 .....	96
Zadatak 1.9 .....	103
A. Marinković	
Zadatak 2.1 .....	111
Zadatak 2.2 .....	118
Zadatak 2.3 .....	126
Zadatak 2.4 .....	134
Zadatak 2.5 .....	142
Zadatak 2.6 .....	149
Zadatak 2.7 .....	156
Zadatak 2.8 .....	163
Zadatak 2.9 .....	168
Zadatak 2.10 .....	175
PRILOG .....	181
LITERATURA .....	205

## 1. Prenos obrtnog kretanja, snage i obrtnog momenta

### 1.1.

Dvostepeni zupčasti prenosnik sa jednom ulaznom spojnicom (S1) i tri izlazne spojnice (S2, S3 i S4) prikazan je na slici. Odrediti učestanosti obrtanja na izlaznim spojnicama, snagu na ulaznoj spojnici S1 i ukupni gubitak snage u prenosniku.



Podaci:

$$P_{S2} = P_{S3} = P_{S4} = 0,5 \text{ kW};$$

$$n_{S1} = 1550 \text{ }^\circ/\text{min};$$

$$z_1 = z_3 = 21;$$

$$z_2 = z_4 = 41;$$

$$\eta_{1-2} = \eta_{3-4} = 0,98.$$

### 1.2.

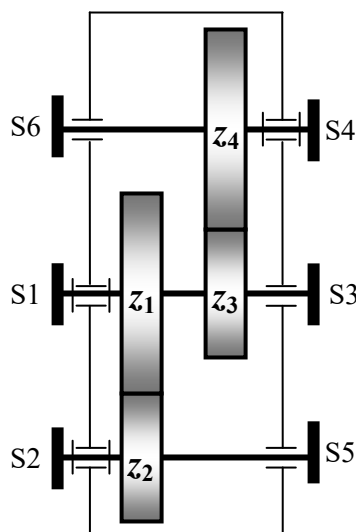
Zupčasti prenosnik sa jednom ulaznom spojnicom (S1) i četiri izlazne spojnice (S2 ... S6) prikazan je na slici. Odrediti učestanosti obrtanja na izlaznim spojnicama i obrtni moment na ulaznoj spojnici S1. Zatim odrediti snagu na ulaznoj spojnici.

Podaci:

$$n_{S1} = 975 \text{ }^\circ/\text{min}; z_1 = 39; z_2 = 19;$$

$$z_3 = 21; z_4 = 32; T_{S2} = T_{S5} = T_{S3}/2 = 5 \text{ Nm};$$

$$T_{S4} = T_{S6} = 15 \text{ Nm}; \eta_{1-2} = \eta_{3-4} = 0,97.$$

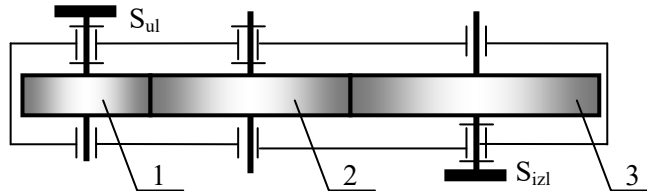


**1.3.**

Za zupčasti prenosnik na slici odrediti učestanost obrtanja, snagu i obrtni moment na izlaznoj spojnici.

Podaci:

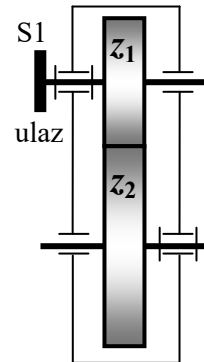
$$P_{ul} = 10 \text{ kW}; n_{ul} = 1150 \text{ }^{\circ}/\text{min}; z_1 = 20; z_3 = 43; \eta_{1-2} = \eta_{2-3} = 0,97.$$

**2. Cilindrični zupčasti parovi****2.1.**

Odrediti radni napon na bokovima zubaca zupčanika 1 i 2 jednostepenog zupčastog prenosnika sa pravim zupcima, prikazanog na slici. Obrtni moment na pogonskom zupčaniku je  $T_1 = 400 \text{ Nm}$ . Faktor merodavnog opterećenja je  $K_H = 2,5$ .

Podaci:

$$z_1 = 20; i_{1-2} = 1,5; m_n = 5 \text{ mm}; \alpha_n = 20^{\circ}; \\ x_1 = x_2 = 0; \varepsilon_\alpha = 1,5; b = 60 \text{ mm}; \\ \text{materijal zupčanika je \u0107elik.}$$

**2.2.**

Odrediti stepen sigurnosti podno\u017eja zupčanika 1 prenosnika iz prethodnog zadatka. Faktor merodavnog opterećenja je  $K_F = 2,5$ . Kritični napon podno\u017eja zubaca zupčanika 1 je  $360 \text{ N/mm}^2$ .

### 3. Konusni zupčasti parovi

#### 3.1.

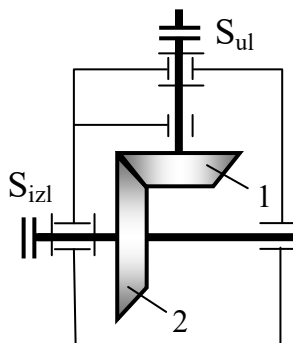
Odrediti nominalno opterećenje zubaca zupčanika konusnog zupčastog para sa pravim zupcima, prikazanog na slici. Snaga na pogonskom zupčaniku je  $P_1 = 22 \text{ kW}$ , a učestanost obrtanja  $n_1 = 1250 \text{ }^\circ/\text{min}$ .

Podaci:

$$z_1 = 21; z_2 = 34;$$

$$m = 5 \text{ mm};$$

$$b = 50 \text{ mm}.$$



#### 3.2.

Odrediti napon na bokovima zupčanika konusnog zupčastog para (v. sliku prenosnika iz prethodnog zadatka). Obrtni moment na pogonskom zupčaniku iznosi  $T_1 = 86 \text{ Nm}$ .

Podaci:  $z_1 = 18; z_2 = 55; m = 5 \text{ mm}; \varepsilon_\alpha = 1,65; b = 45 \text{ mm}$ ; merodavno opterećenje zubaca zupčanika je dvostruko veće od nominalnog opterećenja.

#### 3.3.

Na slici je prikazan transportni uređaj – stoni rotacioni dodavač. Dodavač dobija pogon od elektromotora, preko mehaničkog prenosnika snage, koji se sastoji od cilindričnog zupčastog para 1-2 i konusnog zupčastog para 3-4. Pogonska mašina (elektromotor) se priključuje preko spojnice S. Radna mašina (obrtni sto) je pričvršćena za zupčanik 4. Obrtni moment na obrtnom stolu iznosi  $T = 5000 \text{ Nm}$ . Stepen iskorišćenja zupčastog para 3-4 je  $\eta_{3-4} = 0,94$ .



Proveriti čvrstoću podnožja zubaca zupčanika 3.

Podaci:

$$z_3 = 18;$$

$$z_4 = 173;$$

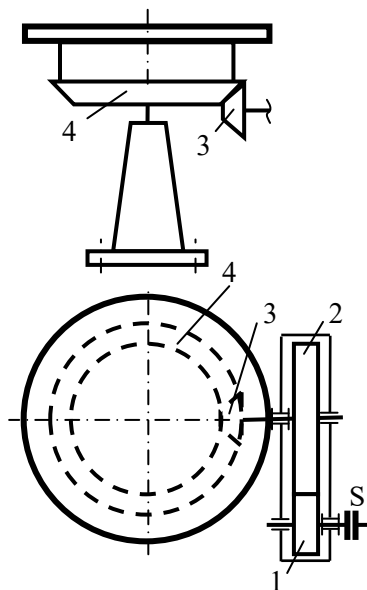
$$m = 8 \text{ mm};$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,5;$$

$$b = 35 \text{ mm};$$

Ukupni faktor merodavnog opterećenja  $K = 2,1$ ;

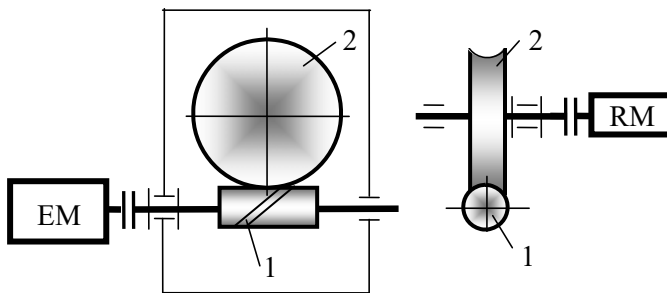
Kritični napon podnožja zubaca je  $350 \text{ N/mm}^2$ .



## 4. Pužni parovi

### 4.1.

Odrediti stepen sigurnosti protiv razaranja bokova zubaca pužnog zupčanika pužnog para 1-2, za radni vek od  $L_h = 5000$  sati.



Podaci: Obrtni moment na pužnom zupčaniku je  $T_2 = 250 \text{ Nm}$ ; učestanost obrtanja puža je  $n_1 = 2835 \text{ }^\circ/\text{min}$ ; rad pogonske i radne mašine je ravnomeran, bez udara.  $z_1 = 1$ ;  $z_2 = 48$ ;  $m = 5 \text{ mm}$ ;  $q = 10 \text{ mm}$ ; puž je cilindrični, Arhimedov – ZA; materijal pužnog zupčanika je kalajna bronza C.CuSn12; mazivo je poliglitol ulje.

- b) Izračunati ekvivalentni (redukovani) koeficijent trenja merodavan za određivanje opterećenja kaiša, ako je koeficijent trenja za dodir gume (materijala kaiša) i ravne površine 0,3. Ugao žleba u kaišniku za trapezni kaiš širokog B profila je  $34^\circ$ .
- c) Odrediti silu pritezanja svakog pojedinačnog kaiša, za rad na granici proklizavanja.

## 6. Lančani prenosnici

### 6.1.

Jednostepeni lančani prenosnik prenosi snagu od 16 kW pri učestanosti obrtanja pogonskog lančanika od  $400 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Pogonska mašina je elektromotor, a radna mašina radi sa umerenim udarima.

Lanac je valjčani (za povećana opterećenja), jednoredi, tipa 16B (eksperimentalna nosivost za 15000 sati je  $P_0 = 20 \text{ kW}$ ). Prenosni odnos je  $u = 3$ ; broj zubaca malog (pogonskog) lančanika je  $z_1 = 23$ ; osno rastojanje  $a \approx 1011 \text{ mm}$ .

- a) Odrediti osnovne geometrijske veličine lančanog prenosnika (prečnike lančanika, broj članaka lanca, dužinu lanca, stvarno osno rastojanje).
- b) Proveriti nosivost lanca za radni vek od 10000 sati (radna sredina je bez prašine, podmazivanje je dovoljno).
- c) Proveriti lanac na kidanje, ako je faktor prevođenja statičke prekidne sile u dinamičku prekidnu silu  $\zeta_D = 0,175$ .
- d) Proveriti lanac na habanje, ako je površinska izdržljivost zglobova  $p_N = 23,4 \text{ N/mm}^2$ .

## 5. Kaišni prenosnici

### 5.1.

Kaišni prenosnik sa pljosnatim kaišem, prikazan na slici, prenosi obrtni moment  $T = 20 \text{ Nm}$ . Dužina kaiša  $L = 1500 \text{ mm}$ ; koeficijent trenja između kontaktnih površina kaišnika i kaiša je 0,3; laki režim rada, "lakši" pogon.

Odrediti:

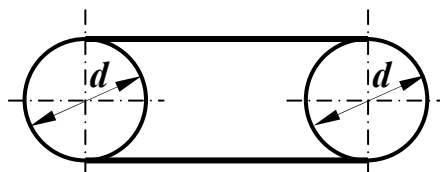
- prečnik kaišnika 1 i 2 ( $d_1 = d_2$ ), za osno rastojanje od 500 mm. Dobijenu vrednost prečnika zaokružiti do najbližeg celog broja, a zatim izračunati stvarno osno rastojanje;
- silu pritezanja kaiša, tako da zadati obrtni moment prenosi na granici proklizavanja.

### 5.2.

Kaišni prenosnik sa pljosnatim kaišem prenosi obrtni moment  $T = 15 \text{ Nm}$ . Prečnik pogonskog kaišnika je 100 mm. Osno rastojanje je 553,1 mm. Koeficijent trenja između kontaktnih površina kaišnika i kaiša je 0,3. Režim rada je srednji, a pogon „lakši“.

Odrediti:

- prečnik gonjenog kaišnika pod pretpostavkom prenošenja obrtnog momenta bez proklizavanja kaiša, sa radnim prenosnim odnosom 1,5;



- stvarni prenosni odnos, ako se pretpostavi proklizavanje kaiša od 2%.
- silu pritezanja kaiša, tako da zadati obrtni moment prenosi sa stepenom sigurnosti protiv proklizavanja 1,2;
- silu koja opterećuje vratilo na mestu kaišnika.

### 5.3

Kaišni prenosnik sa pljosnatim kaišem je prikazan. Pogon dobija od elektromotora snage 15 kW i učestanosti obrtanja 1550 <sup>o</sup>/min. Odrediti maksimalni napon u kaišu za srednji režim rada i “teži” pogon, ako je stepen sigurnosti protiv proklizavanja kaiša 1,25.

Podaci:

Prečnici kaišnika su jednaki:

$$d_1 = d_2 = d = 125 \text{ mm.}$$

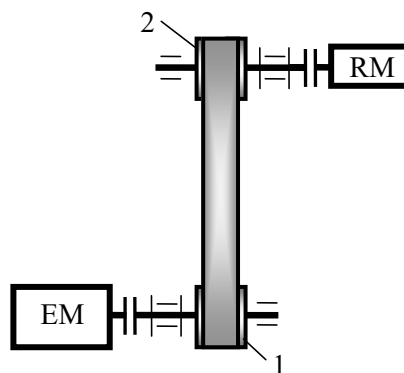
Kaiš: pljosnati,  $b \times h = (50 \times 5) \text{ mm}$ .

Gustina materijala kaiša:  $\rho = 10^3 \text{ kg/m}^3$ .

Modul elastičnosti pri savijanju kaiša:

$$E = 20 \text{ N/mm}^2.$$

Koeficijent trenja između kaiša i kaišnika:  $\mu = 0,2$ .



### 5.4

Kaišni prenosnik čine dva kaišnika ( $d_1 = 120 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 180 \text{ mm}$ ) i trapezni kaiš (široki profil E, visina profila 25 mm, površina poprečnog preseka 750 mm<sup>2</sup>, modul elastičnosti pri savijanju  $E = 40 \text{ N/mm}^2$ , dinamička izdržljivost 9 N/mm<sup>2</sup>,  $N_0 = 10^7$ ,  $m = 8$ ).

Sila u vučnom (radnom) ogranku kaiša iznosi 2000 N. Uticaj centrifugalne sile na napon u kaišu je zanemarljivo mali. Prenosnik tokom celog radnog veka prenosi maksimalni obrtni moment.

Odrediti radni vek kaiša, izražen brojem ciklusa promene napona.

### 5.5

- a) Odrediti koliko trapezних kaiševa širokog B profila je potrebno za prenos snage do 5 kW sa učestanošću obrtanja 900 <sup>o</sup>/min. Kaišnici su istog prečnika 160 mm. Nosivost svakog pojedinačnog kaiša, za opisane uslove, je 2,5 kW. Potrebna dužina kaiševa je 2,24 m. Faktor učestanosti savijanja kaiša za široki B profil i dužinu kaiša  $L \approx 2,25 \text{ m}$  iznosi  $c_f = 1$ . Prenosnik radi do maksimalnih 16 sati dnevno, pod maksimalnim radnim opterećenjem. Režim rada radne mašine je teški, a pogon je „teži“.

- b) Izračunati ekvivalentni (redukovani) koeficijent trenja merodavan za određivanje opterećenja kaiša, ako je koeficijent trenja za dodir gume (materijala kaiša) i ravne površine 0,3. Ugao žleba u kaišniku za trapezni kaiš širokog B profila je  $34^\circ$ .
- c) Odrediti silu pritezanja svakog pojedinačnog kaiša, za rad na granici proklizavanja.

## 6. Lančani prenosnici

### 6.1.

Jednostepeni lančani prenosnik prenosi snagu od 16 kW pri učestanosti obrtanja pogonskog lančanika od  $400 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Pogonska mašina je elektromotor, a radna mašina radi sa umerenim udarima.

Lanac je valjčani (za povećana opterećenja), jednoredi, tipa 16B (eksperimentalna nosivost za 15000 sati je  $P_0 = 20 \text{ kW}$ ). Prenosni odnos je  $u = 3$ ; broj zubaca malog (pogonskog) lančanika je  $z_1 = 23$ ; osno rastojanje  $a \approx 1011 \text{ mm}$ .

- a) Odrediti osnovne geometrijske veličine lančanog prenosnika (prečnike lančanika, broj članaka lanca, dužinu lanca, stvarno osno rastojanje).
- b) Proveriti nosivost lanca za radni vek od 10000 sati (radna sredina je bez prašine, podmazivanje je dovoljno).
- c) Proveriti lanac na kidanje, ako je faktor prevođenja statičke prekidne sile u dinamičku prekidnu silu  $\zeta_D = 0,175$ .
- d) Proveriti lanac na habanje, ako je površinska izdržljivost zglobova  $p_N = 23,4 \text{ N/mm}^2$ .

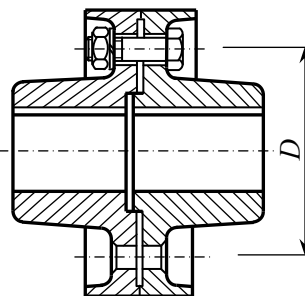
## 7. Spojnice

### 7.1.

Veza vratila opterećenih momentom  $T = 3300 \text{ Nm}$  ostvarena je spojnicom, čiji su obodi spojeni grupnom zavrtnajskom vezom od  $z = 8$  zavrtnjeva M12, izrađenih od materijala klase čvrstoće 10.9. Zavrtnjevi su ravnomerno raspoređeni na krugu prečnika  $D = 150 \text{ mm}$ . Pretpostavlja se ravnomerna raspodela opterećenja na sve zavrtnjeve grupne veze.

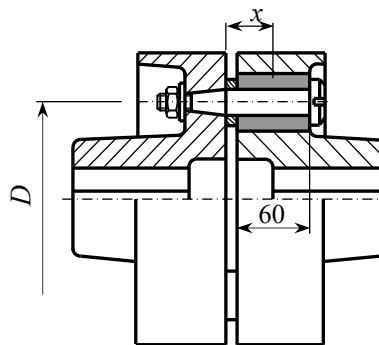
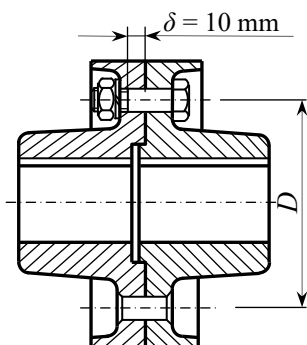
Proveriti stepen sigurnosti zavrtnjeva:

- a) krute spojnice sa nepodešenim zavrtnjevima (v. sliku\* desno). Stepenn sigurnosti protiv relativnog proklizavanja oboda spojnice  $S_\mu = 1,5$ . Koeficijent trenja između dodirnih površina oboda  $\mu = 0,2$ . Redukovani koeficijent trenja između dodirnih površina u navojnom spoju zavrtnja i navrtke  $\mu_n = 0,15$ . Faktor pritezanja zavrtnajske veze  $\zeta_p = 1,2$ .



- b) krute spojnice sa podešenim zavrtnjevima (v. sliku\* dole levo).

- c) elastične spojnice sa elastičnim čaurama (v. sliku\* dole desno). Dozvoljeni pritisak pri kome neće doći do gnječenja gumene čaure je  $p_{\text{doz}} = 2 \dots 3 \text{ N/mm}^2$ .

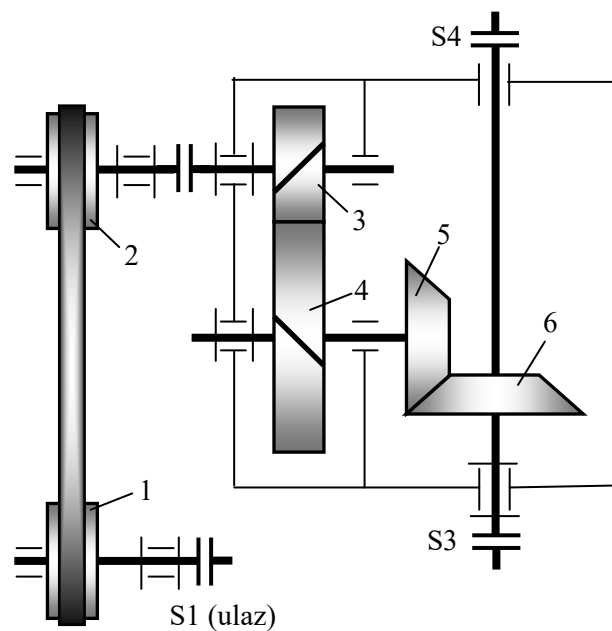


\*) Slike preuzete iz [1]

**REŠENI ISPITNI ZADACI**  
**iz predmeta**  
**Mašinski elementi 2**

## Zadatak 1.1

Na slici je prikazan višestepeni prenosnik snage, koji se sastoji od kaišnog prenosnika 1-2, cilindričnog zupčastog para sa kosim zupcima 3-4 i konusnog zupčastog para sa pravim zupcima 5-6. Snaga i učestanost obrtanja na ulaznoj spojnici S1 iznose  $P_{S1} = 150 \text{ kW}$  i  $n_{S1} = 1750 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Snage na izlaznim spojnicama S2 i S3 su jednake. Stepeni iskorišćenja svih prenosnika su isti i iznose  $\eta_{1-2} = \eta_{3-4} = \eta_{5-6} = 0,97$ .



Kaišni prenosnik 1-2:

$d_1 = d_2 = 200 \text{ mm}$ ; proklizavanje kaiša 2%;  
pljosnati kaiš  $b \times h = (300 \times 8) \text{ mm}$ .

Cilindrični zupčasti par sa pravim zupcima 3-4:

$z_3 = 24$ ;  $z_4 = 60$ ;  $m_n = 6 \text{ mm}$ ;  $x_3 = x_4 = 0$ ;  $b = 150 \text{ mm}$ ;  $a = 255 \text{ mm}$ ; aktivna dužina dodirnice 31,3 mm.

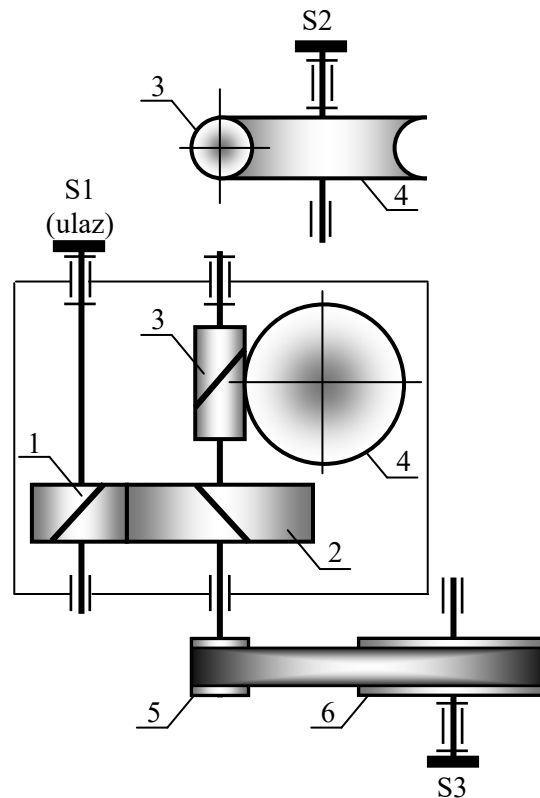
Konusni zupčasti par sa pravim zupcima 5-6:

$z_5 = 20$ ;  $z_6 = 36$ ;  $m = 10 \text{ mm}$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $x_5 = x_6 = 0$ ;  $\epsilon_{va} = 1,6$ ;  $b = 110 \text{ mm}$ .



## Zadatak 1.2

Na slici je prikazan prenosnik snage koji se sastoji od cilindričnog zupčastog para sa kosim zupcima 1-2, pužnog para 3-4 i kaišnog para 5-6 sa pljosnatim kaišem. Prenosnik ima jednu ulaznu spojnicu (S1) i dve izlazne spojnice (S2 i S3). Snaga na ulaznoj spojnici S1 je 15 kW, a učestanost obrtanja  $1150 \text{ }^{\circ}/\text{min}^{-1}$ . Obrtni moment na izlaznoj spojnici S2 je 4500 Nm. Stepeni iskorišćenja prenosnika su:  $\eta_{1-2} = 0,98$ ;  $\eta_{3-4} = 0,79$ ;  $\eta_{5-6} = 0,97$ . Pogonska mašina je elektromotor. Radne mašine rade sa srednjim udarima.

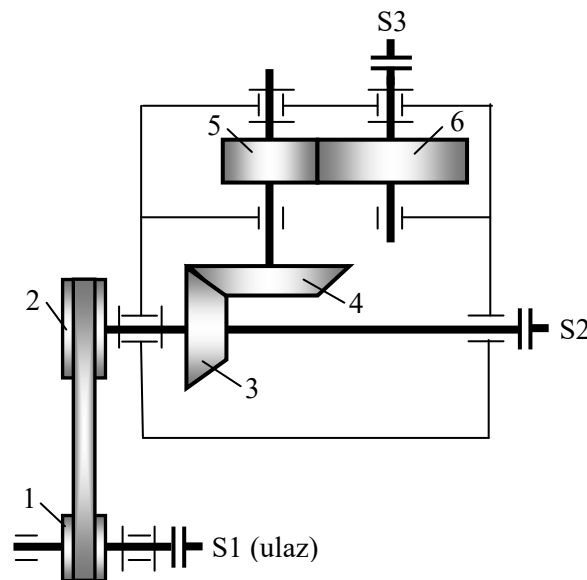


Zupčasti par 1-2:

$z_1 = 25$ ;  $z_2 = 70$ ;  $m_n = 4 \text{ mm}$ ;  $x_1 = 0,1$ ;  $x_2 = -0,1$ ;  $\beta = 12^{\circ}$ ;  $b = 65 \text{ mm}$ ;  
 $\epsilon_{a1} = 1,65$ .

### Zadatak 1.3

Na slici je prikazan višestepeni prenosnik snage, koji čine kaišni prenosnik 1-2, konusni zupčasti par sa pravim zupcima 3-4 i cilindrični zupčasti par sa pravim zupcima 5-6. Prenosnik ima jednu ulaznu (S1) i dve izlazne spojnice (S2 i S3). Snaga i učestanost obrtanja na ulaznoj spojnici S1 iznose  $P_{S1} = 120 \text{ kW}$  i  $n_{S1} = 2550 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Snaga na izlaznoj spojnici S2 je  $P_{S2} = 83 \text{ kW}$ . Stepeni iskorišćenja prenosnika:  $\eta_{1-2} = 0,96$ ;  $\eta_{3-4} = 0,97$ ;  $\eta_{5-6} = 0,98$ .



#### Kaišni prenosnik 1-2:

$d_1 = 150 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 200 \text{ mm}$ ;  $a = 550 \text{ mm}$ ; faktor proklizavanja kaiša  $f_k = 0,03$ ; dinamička izdržljivost kaiša:  $\sigma_{N0} = 7,5 \text{ N/mm}^2$  ( $N_0 = 10^7$ ;  $m = 8$ ).

#### Konusni zupčasti par sa pravim zupcima 3-4:

$z_3 = 20$ ;  $z_4 = 35$ ;  $m = 10 \text{ mm}$ ;  $x_3 = x_4 = 0$ ;  $\varepsilon_{va} = 1,6$ ;  $b = 50 \text{ mm}$ .

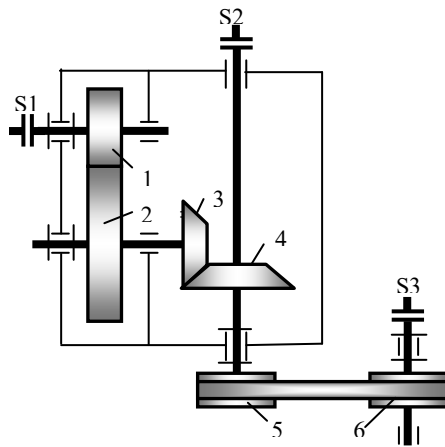
#### Cilindrični zupčasti par sa pravim zupcima 5-6:

$z_5 = 25$ ;  $z_6 = 55$ ;  $m_n = 5 \text{ mm}$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $x_5 = 0,4$ ;  $x_6 = 0$ ;  $b = 50 \text{ mm}$ ;  $a = 202 \text{ mm}$ .

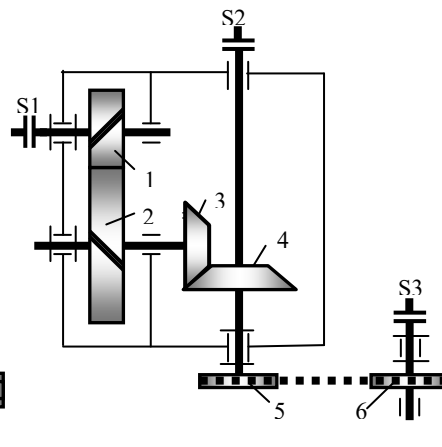
## Zadatak 1.4

Dva varijantna konstrukciona rešenja višestepenog prenosnika snage, prikazana su na slici. Za oba varijantna rešenja: snaga i učestanost obrtanja na ulaznoj spojnici S1 iznose  $P_{S1} = 152 \text{ kW}$  i  $n_{S1} = 1550 \text{ }^\circ/\text{min}$ ; snaga na izlaznoj spojnici S3 je  $P_{S3} = 70,4 \text{ kW}$ ; stepeni iskorišćenja svih prenosnika su jednaki i iznose  $\eta_{1-2} = \eta_{3-4} = \eta_{5-6} = 0,97$ .

I varijanto rešenje



II varijantno rešenje



### I varijantno rešenje:

Cilindrični zupčasti par sa pravim zupcima 1-2:

$z_1 = 23$ ;  $z_2 = 55$ ;  $m_n = 6 \text{ mm}$ ;  $x_2 = 0$ ;  $b = 100 \text{ mm}$ ;  $a = 236 \text{ mm}$ ; dužina aktivnog dela dodirnice 28,13 mm.

Kaišni prenosnik 5-6:

$d_5 = d_6 = 200 \text{ mm}$ ;  $f_k \approx 0$ ; pljosnati kaiš  $b \times h = (300 \times 8) \text{ mm}$ .

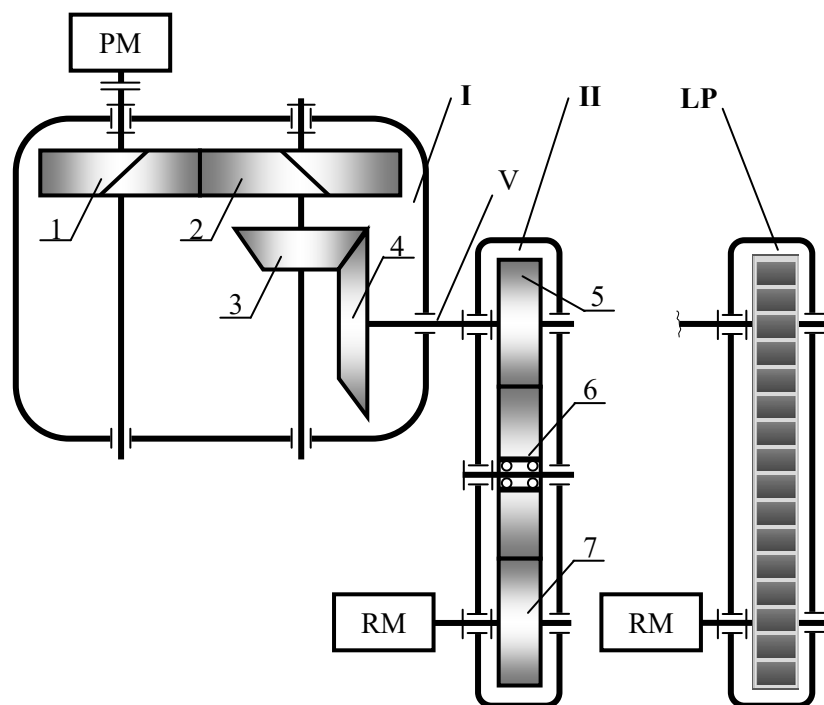
### II varijantno rešenje:

Cilindrični zupčasti par sa kosim zupcima 1-2:

$z_1 = 23$ ;  $z_2 = 55$ ;  $m_n = 6 \text{ mm}$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;  $x_1 = x_2 = 0$ ;  $b = 145 \text{ mm}$ ;  $a = 236 \text{ mm}$ ; material zupčanika je čelik 16MnCr5 ( $\sigma_{Hlim} = 1480 \text{ N/mm}^2$ ).

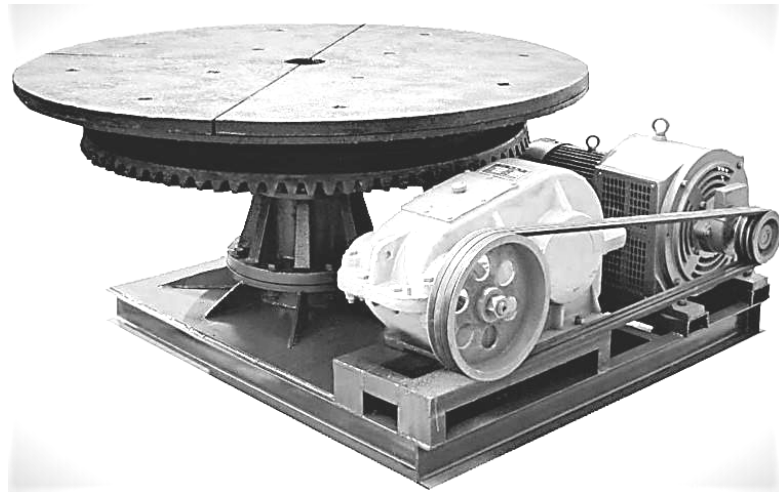
## Zadatak 1.5

Na slici je prikazan složeni prenosnik snage, koji se sastoji od prenosnika I i prenosnika II. Prenosnik I se sastoji od cilindričnog zupčastog para sa kosim zupcima 1-2 i konusnog zupčastog para sa pravim zupcima 3-4. Prenosnik II čine tri cilindrična zupčanika sa pravim zupcima 5-6-7, tj. dva zupčasta para 5-6 i 6-7. Prenosnici I i II imaju zajedničko vratilo V (izlazno vratilo prenosnika I je ujedno i ulazno vratilo prenosnika II). Zupčanik 6 se slobodno obrće oko svoje osovine posredstvom kotrljajnih ležaja. Snaga i učestanost obrtanja vratila V:  $P_V = 15 \text{ kW}$ ,  $n_V = 260 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Svi zupčasti parovi oba prenosnika su izrađeni bez pomeranja profila alata, sa uglom standardnog profila  $\alpha_n = 20^\circ$ , imaju iste stepene iskorišćenja  $\eta = 0,97$  i iste ukupne faktore merodavnog opterećenja  $K = 3$ .



## Zadatak 1.6

Na slikama je prikazan stoni rotacioni dodavač. Pogon uređaja se sastoji od elektromotora EM ( $P_{EM} = 4,5 \text{ kW}$ ;  $n_{EM} = 800 \text{ }^{\circ}/\text{min}$ ), kaišnog prenosa 1-2 sa tri identična trapezna kaiša, cilindričnog zupčastog para 3-4 sa pravim zupcima i konusnog zupčastog para 5-6 sa pravim zupcima. Na konusnom zupčaniku 6, nalazi se obrtni sto OS dodavača, prečnika  $D_{OS} = 1500 \text{ mm}$ . Pretpostavlja se ravnomeran rad radne mašine, bez promene obrtnog momenta. Uređaj radi do 10 sati dnevno.



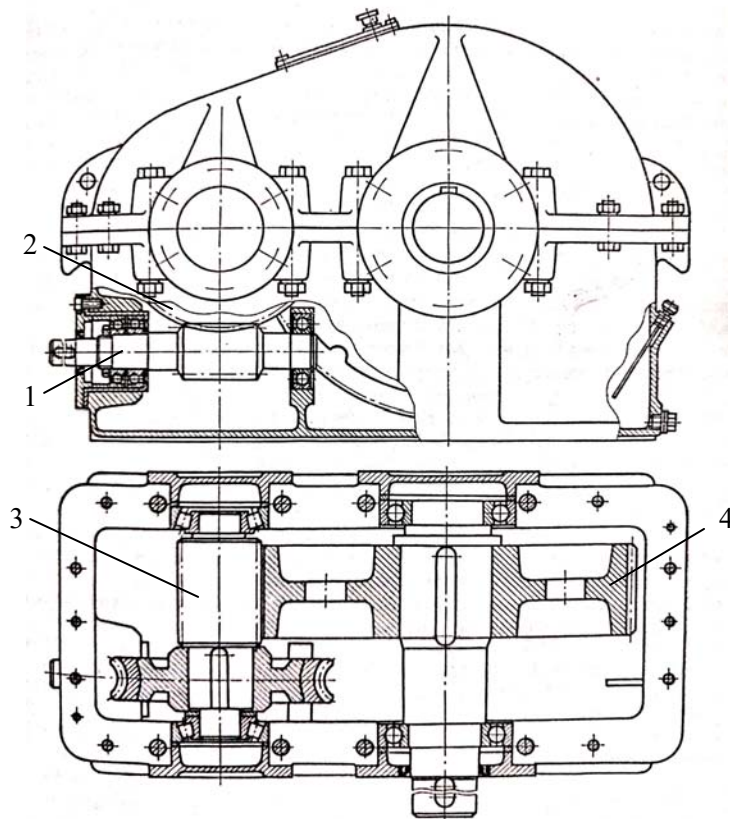
Kaišni prenosnik 1-2:  $d_{w1} = 125 \text{ mm}$ ;  $d_{w2} = 375 \text{ mm}$ ; tri trapezna kaiša normalne širine – široki profil B, nosivosti  $P_0 = 1,5 \text{ kW}$  po jednom kaišu;  $a_{1-2} \approx 848 \text{ mm}$ ; zanemariti proklizavanje;  $\eta_{1-2} = 0,90$ ; faktor učestanosti savijanja (dužine) kaiša  $c_f = 1,02$ .

Cilindrični zupčasti par 3-4:  $z_3 = 19$ ;  $z_4 = 69$ ;  $m_{n3-4} = 6 \text{ mm}$ ;  $x_3 = x_4 = 0$ ;  $\varepsilon_{\alpha 3-4} = 1,5$ ;  $b_{3-4} = 35 \text{ mm}$ ; materijal zupčanika je čelik C45E (Č 1531), bokovi zubaca su nitrirani; kvalitet izrade IT7;  $\eta_{3-4} = 0,98$ .

Konusni zupčasti par 5-6:  $z_5 = 18$ ;  $m_{5-6} = 6 \text{ mm}$ ;  $\varepsilon_{\alpha 5-6} = 1,5$ ;  $b_{5-6} = 35 \text{ mm}$ ; ukupni faktor opterećenja  $K_{5-6} = 1,95$ ; materijal oba zupčanika je čelik C45E (Č 1531), tvrdoće bokova HRC 60; zupci su izrađeni rendisanjem (ukupni faktor kritičnog napona bokova je 0,85);  $\eta_{5-6} = 0,94$ .

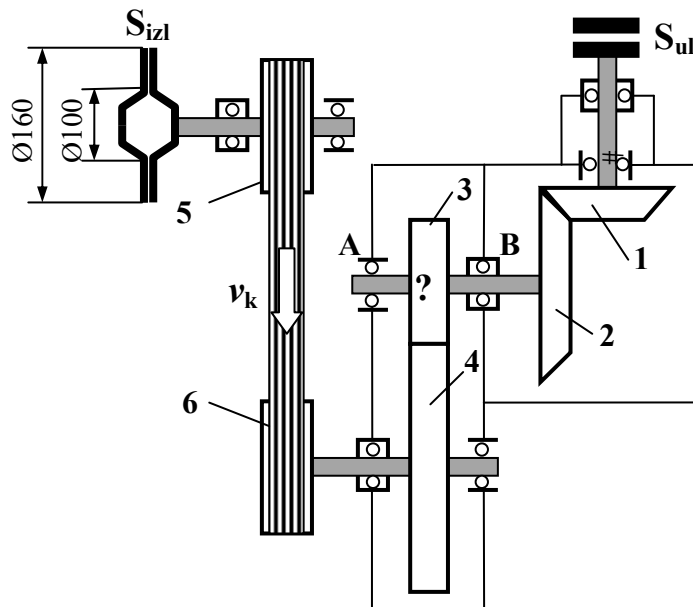
## Zadatak 1.7

Dvostepeni pužno-cilindrični zupčasti prenosnik snage prikazan je na slici. Prenosnik se sastoji od pužnog para 1-2 ( $z_1 = 1$ ;  $z_2 = 60$ ;  $m = 4$  mm;  $a = 140$  mm; ZA profil puža; podmazivanje se vrši mineralnim uljem) i cilindričnog zupčastog para sa pravim zupcima 3-4 ( $z_3 = 19$ ;  $z_4 = 84$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $a = 260$  mm;  $b = 120$  mm;  $\eta_{3-4} = 0,98$ ). Na ulazu je elektromotor snage 1,5 kW i učestanosti obrtanja 2835  $^\circ$ /min. Na izlazu je radna mašina koja radi sa srednjim udarima. Zupčasti venac pužnog zupčanika 2 je izrađen centrifugalnim livenjem, od kalajne bronzne C.CuSn14, a zupčanici 3 i 4 su od čelika.



### Zadatak 1.8

Prenos snage i obrtnog kretanja od pogonske mašine, priključene na spojnicu  $S_{ul}$  ( $P_{ul} = 4,5 \text{ kW}$ ;  $n_{ul} = 1500 \text{ }^\circ/\text{min}$ ), do radne mašine, priključene na frikcionu spojnicu  $S_{izl}$ , ostvaruje se posredstvom tri mehanička prenosnika snage: konusnog zupčastog para sa pravim zupcima 1-2 ( $\eta_{1-2} = 0,95$ ), cilindričnog zupčastog para sa kosim zupcima 3-4 ( $\eta_{3-4} = 0,97$ ) i kaišnog prenosnika 5-6 sa trapeznim kaiševima ( $\eta_{5-6} = 0,92$ ).



Podaci:

1-2:  $z_1 = 17$ ;  $z_2 = 35$ ;  $m_n = 5 \text{ mm}$ ;  $x_1 = x_2 = 0$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,75$ ;  $b_{1-2} = 30 \text{ mm}$ ;

3-4:  $z_3 = 18$ ;  $z_4 = 45$ ;  $m_n = 5 \text{ mm}$ ;  $x_3 = x_4 = 0$ ;  $\varepsilon_\gamma = 2,111$ ;  $b_{3-4} = 35 \text{ mm}$ ;

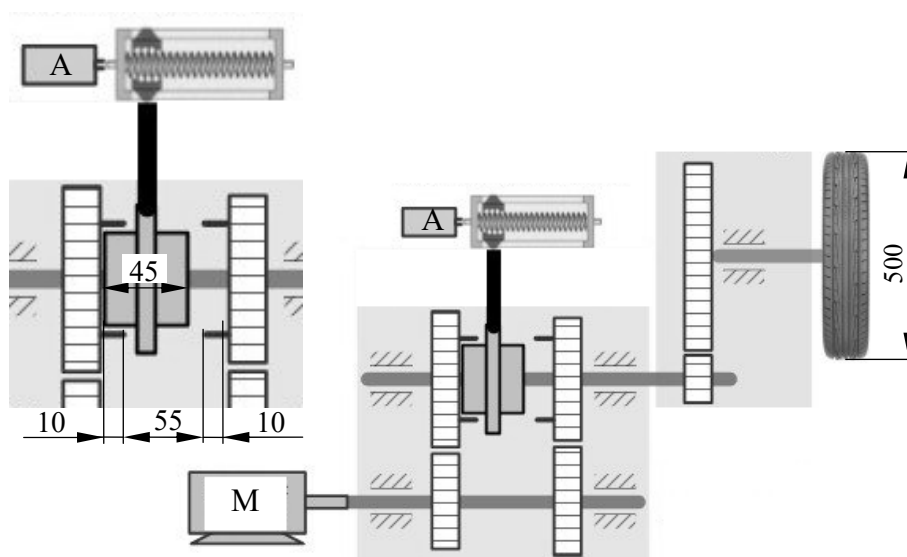
5-6:  $d_5 = d_6 = 160 \text{ mm}$ ;  $a_{5-6} = 450 \text{ mm}$ ; trapezni kaiševi širokog B profila.

## Zadatak 1.9

Prototip malog gradskog električnog vozila prikazan je na slici 1.  
Transmisija vozila je prikazana na slici 2.



Slika 1



Slika 2



## Zadatak 2.1

### 1.

Dvostepeni zupčasti reduktor sa jednom ulaznom i jednom izlaznom spojnicom sastoji se od dva para cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima. Elektromotor je priključen na ulaznu spojnicu S1 i pokreće je sa brojem obrtaja  $1500 \text{ min}^{-1}$ , dok se preko izlazne spojnice S2 odvodi obrtni moment od 2500 Nm. Gubitak snage po zupčanom paru je 3%.

Zupčani par 1-2:

$$z_1 = 23; z_2 = 68; m_{n1-2} = 5 \text{ mm}; \alpha_n = 20^\circ; \beta_{1-2} = 8,46^\circ; x_1 + x_2 = 0.$$

Zupčani par 3-4:

$$z_3 = 33, z_4 = 122; m_{n3-4} = 5 \text{ mm}; \alpha_n = 20^\circ; \beta_{3-4} = 10^\circ; x_3 = 0; a = 392 \text{ mm}.$$

- Nacrtati opisani zupčasti prenosnik (sa svim potrebnim elementima) i izračunati broj obrtaja izlazne spojnice S2.
- Izračunati potrebnu snagu elektromotora za pokretanje izlazne spojnice S2 kao i ukupni stepen iskorišćenja prenosnika.
- Izračunati međuosno rastojanje zupčanog para 1-2 za poznate vrednosti ugla nagiba bočnih linija i koeficijenta pomeranja profila.
- Naći koeficijent pomeranja profila i lučnu debljinu zubaca na podeonoj kružnici zupčanika 4.
- Naći opterećenje merodavno za proračun čvrstoće bokova zupčanika 2.

### 2.

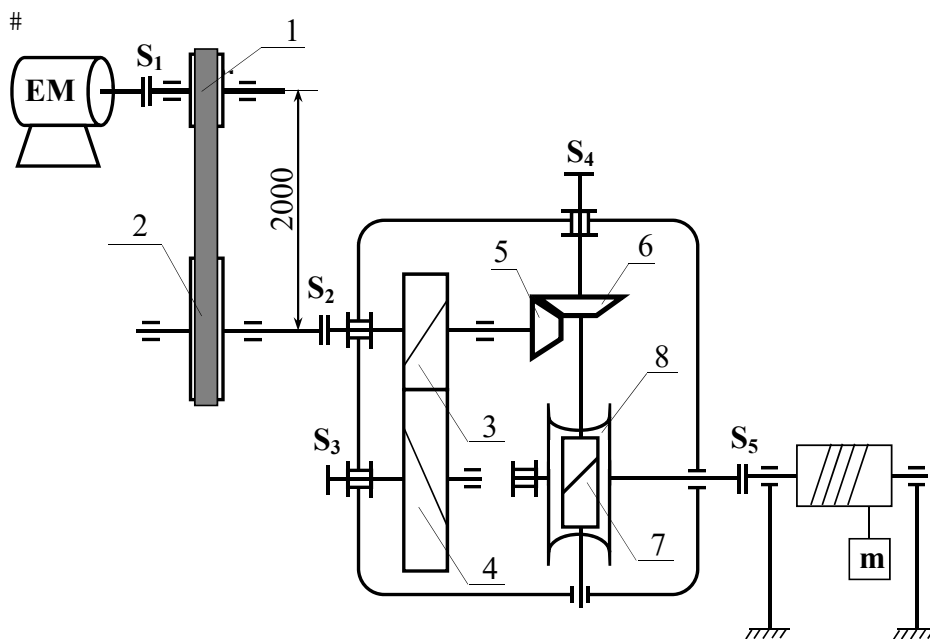
Reduktor na slici sastoji se od kaišnog prenosnika 1-2 i pužnog para 3-4. Elektromotor pokreće ulaznu spojnicu S1 brojem obrtaja  $1500 \text{ min}^{-1}$ , dok se preko izlazne spojnice S2 odvodi obrtni moment od 2500 Nm.

Kaišni prenosnik 1-2:

$$d_{w1} = 380 \text{ mm}; d_{w2} = 640 \text{ mm}; a = 1400 \text{ mm}; \text{faktor proklizavanja kaiša } f_k = 0,02; \text{ koeficijent trenja kaiša po kaišniku } \mu = 0,30; \text{ stepen iskorišćenja } \eta_{12} = 0,85; \text{ stepen sigurnosti protiv proklizavanja kaiša } S_{\mu} = 1,2; \text{ pljosnati kaiš: } h = 5 \text{ mm}; b = 40 \text{ mm}; \text{ materijal kaiša: } E_S = 40 \text{ N/mm}^2; \rho = 1 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3.$$

## Zadatak 2.2

Višestepeni prenosnik snage prikazan je na slici. Elektromotor EM ( $P_{EM} = 20 \text{ kW}$ ), priključen na spojnicu S1 preko kaišnog para 1-2 i spojnice S2, pokreće zupčasti prenosnik, koji se sastoji od cilindričnog zupčanog para sa kosim zupcima 3-4, konusnog zupčanog para sa pravim zupcima 5-6 i pužnog para 7-8. Prenosnik služi za pokretanje radnih mašina priključenih na spojnice S3 ( $P_{S3} = 10 \text{ kW}$ ;  $n_{S3} = 284,1 \text{ min}^{-1}$ ) i S4 ( $P_{S4} = 10 \text{ kW}$ ), a preko spojnice S5 i za podizanje tereta mase  $m$ , brzinom  $v$ , pomoću doboša prečnika  $D = 500 \text{ mm}$ .



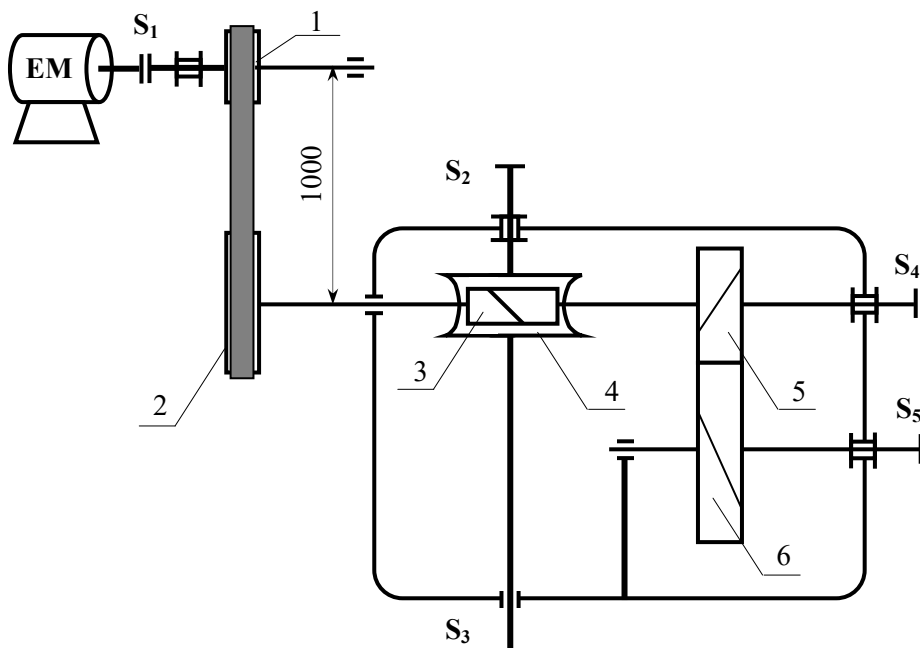
### Kaišni prenosnik 1-2:

$d_{w1} = 390 \text{ mm}$ ;  $d_{w2} = 765 \text{ mm}$ ;  $a = 2000 \text{ mm}$ ; faktor proklizavanja kaiša  $f_k = 0,02$ ; koeficijent trenja kaiša po kaišniku  $\mu = 0,20$ ; stepen sigurnosti protiv proklizavanja kaiša  $S_\mu = 1,20$ ; faktor spoljašnjih dinamičkih sila  $c_A = 1$ ; stepen iskorišćenja  $\eta_{1-2} = 0,95$ .

### Zadatak 2.3

1.

Prenosnik snage, koji pokreće elektromotor EM ( $n_{EM} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ) priključen na spojnicu S1, sastoji se od kaišnog prenosnika 1-2, pužnog para 3-4 i cilindričnog zupčanog para sa kosim zupcima 5-6, a namenjen je pokretanju radnih mašina koje su priključene na spojnice S2, S3, S4 i S5 ( $P_{S2} = 2 \text{ kW}$ ;  $P_{S3} = 3 \text{ kW}$ ;  $P_{S4} = 4 \text{ kW}$ ;  $P_{S5} = 5 \text{ kW}$ ).



Kaišni prenosnik 1-2:

$d_{w1} = 315 \text{ mm}$ ;  $i_{1-2} = 2$ ; faktor proklizavanja kaiša  $f_k = 0,02$ ; koeficijent trenja kaiša po kaišniku  $\mu = 0,2$ ; stepen sigurnosti protiv proklizavanja kaiša  $S_\mu = 1,20$ ; pljosnati kaiš:  $h = 5 \text{ mm}$ ;  $b = 40 \text{ mm}$ ; materijal kaiša:  $E_S = 40 \text{ N/mm}^2$ ;  $\rho = 1 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ ; faktor spoljašnjih dinamičkih sila  $c_A = 1$ ; stepen iskorišćenja  $\eta_{1-2} = 0,95$ .

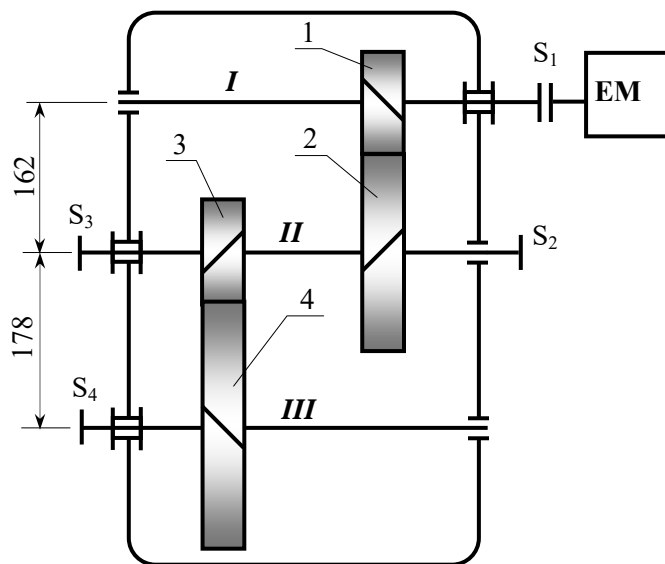
## Zadatak 2.4

1.

Prenosnik sa slike, koga pokreće elektromotor EM sa brojem obrtaja  $n_{EM} = 1475 \text{ min}^{-1}$ , sastoji se od dva para cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima 1-2 i 3-4. Elektromotor je priključen na ulaznu spojnicu S1, a obrtni moment se odvodi na izlazne spojnice S2, S3 i S4 ( $T_{S2} = T_{S3} = 60 \text{ Nm}$ ,  $T_{S4} = 180 \text{ Nm}$ ), preko kojih se vrši pokretanje radnih mašina.

Podaci:

$z_1 = 23$ ;  $z_2 = 57$ ;  $m_{n1-2} = 4 \text{ mm}$ ;  $x_1 = x_2 = 0$ ;  $z_3 = 21$ ;  $z_4 = 48$ ;  $m_{n3-4} = 5 \text{ mm}$ ;  $x_3 = 0$ ;  $\alpha_{n1-2} = \alpha_{n3-4} = 20^\circ$ ;  $\beta_{1-2} = \beta_{3-4} = 12^\circ$ ; gubitak snage svakog zupčanog para je 2%.

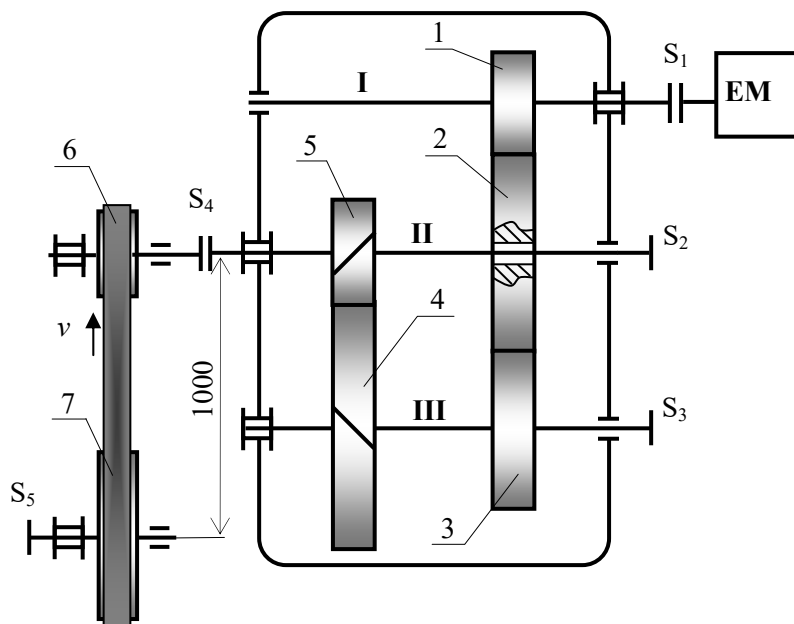


Odrediti:

- Učestanosti obrtanja izlaznih spojnica, potrebnu snagu elektromotora za njihovo pokretanje i ukupni stepen iskorišćenja prenosnika.
- Ugao nagiba bočnih linija zupčanog para 1-2.

### Zadatak 2.5

Elektromotor pokreće prenosnik (na slici) preko spojnice S1. Prenosnik se sastoji od cilindričnih zupčanika 1, 2 i 3 sa pravim zupcima (pri čemu se zupčanik 2 slobodno obrće oko vratila II), kao i zupčanog para sa kosim zupcima 4-5. Obrtni moment se odvodi na izlazne spojnice S2, S3 i S4, gde se dalje, preko kašnog prenosnika 6-7 sa pljosnatim kaišem, vrši pokretanje radne mašine priključene na spojnicu S5. Obrtni momenti na izlaznim spojnica:  $T_{S2} = T_{S3} = 80 \text{ Nm}$ ,  $T_{S5} = 180 \text{ Nm}$ . Obimna brzina kaišnika 6:  $v_6 = 10 \text{ m/s}$ . Gubitak snage svakog zupčanog para je 2%. Gubitak snage na kaišnom prenosniku je 5%.



Cilindrični zupčasti parovi sa pravim zupcima 1-2 i 2-3:

$z_1 = 20$ ;  $z_2 = 65$ ;  $z_3 = 56$ ;  $\beta = 0^\circ$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $x_1 = x_2 = x_3 = 0$ ;  $a_{1-3} = 412 \text{ mm}$ .

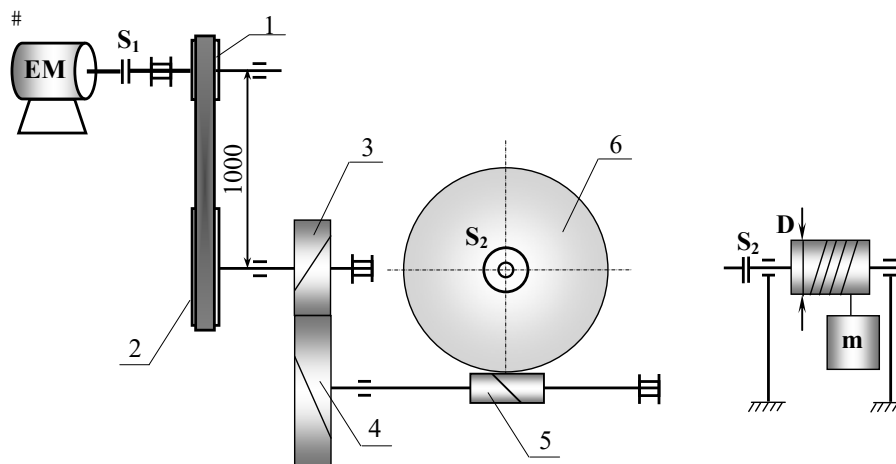
Cilindrični zupčasti parovi sa pravim zupcima 1-2 i 2-3:

$z_4 = 74$ ;  $z_5 = 21$ ;  $m_n = 5 \text{ mm}$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $x_4 = x_5 = 0$ ; aktivna dužina dodirnice zupčanog para 2-3  $l = 22,04 \text{ mm}$ .

## Zadatak 2.6

1.

Elektromotor EM snage 6 kW, preko kaišnog para 1-2 pokreće zupčasti prenosnik koji se sastoji od cilindričnog para sa kosim zupcima 3-4 i pužnog para 5-6. Prenosnik preko izlazne spojnice S2, čija je učestanost obrtanja 18 °/min, podiže teret mase  $m$  brzinom  $v$ , pomoću doboša prečnika  $D = 500$  mm.



### Kaišni prenosnik 1-2:

$d_{w1} = 250$  mm;  $d_{w2} = 492$  mm; faktor proklizavanja kaiša  $f_k = 0,02$ ; koeficijent trenja kaiša po kaišniku  $\mu = 0,20$ ; stepen sigurnosti protiv proklizavanja kaiša  $S_\mu = 1,2$ ; faktor spoljašnjih dinamičkih sila  $c_A = 1$ ; stepen iskorišćenja  $\eta_{1-2} = 0,95$ .

### Cilindrični zupčasti par sa kosim zupcima 3-4:

$z_3 = 22$ ;  $z_4 = 75$ ;  $m_n = 3$  mm;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $\beta = 11^\circ$ ;  $x_1 = 0,462$ ;  $x_2 = 0,144$ ; gubitak snage na zupčanom paru 2%.

### Pužni par 5-6:

$z_5 = 2$ ;  $z_6 = 50$ ;  $q = 9$ ;  $x = 0,5$ ; ugao trenja  $\rho = 3^\circ$ ;  $K_A = 1$ ; podmazivanje poliglikol uljem.

## Zadatak 2.7

### 1.

Jednostepeni zupčasti reduktor čini par cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima. Elektromotor je priključen na ulaznu spojnicu S1 i pokreće je sa brojem obrtaja  $2950 \text{ }^{\circ}/\text{min}$ , dok se preko izlazne spojnice S2 odvodi obrtni moment od  $1332,4 \text{ Nm}$ . Gubitak snage po zupčanom paru je 2%.

Podaci:

$$z_1 = 25; z_2 = 84; m_n = 4 \text{ mm}; \alpha_n = 20^{\circ}; x_1 = 0,161; x_2 = 0.$$

- a) Nacrtati opisani zupčasti prenosnik i izračunati broj obrtaja izlazne spojnice S2.
- b) Izračunati potrebnu snagu elektromotora za pokretanje izlazne spojnice S2.
- c) Izračunati međuosno rastojanje zupčanog para 1-2.
- d) Izračunati lučnu debljinu zubaca zupčanika 2 na podeonoj kružnici.
- e) Naći nominalno opterećenje merodavno za proračun čvrstoće bokova zupčanika 2.

### 2.

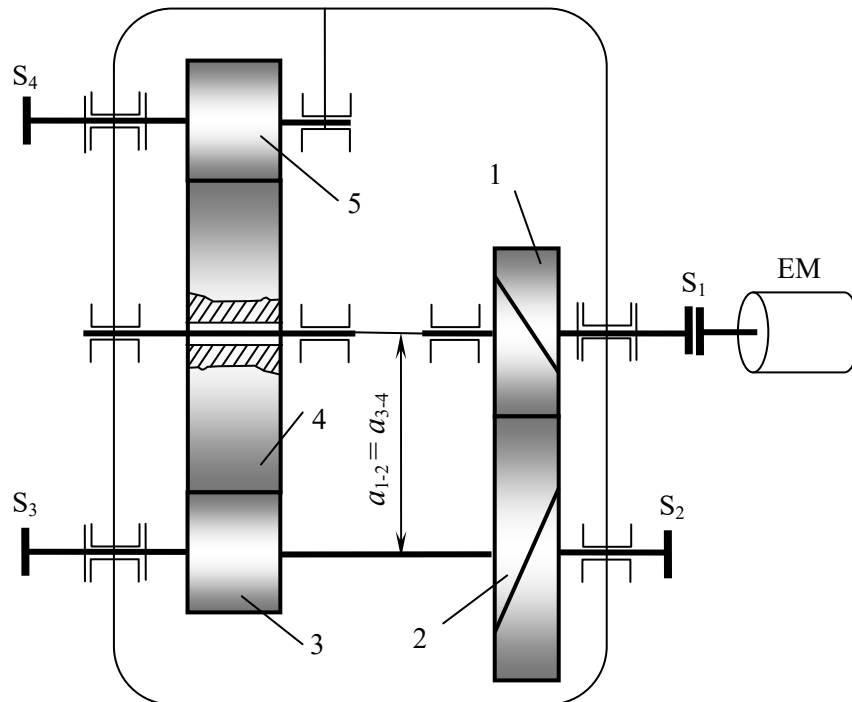
Dvostepeni reduktor sa jednom ulaznom (S1) i jednom izlaznom (S2) spojnicom, sastoji se od kaišnog prenosnika 1-2 sa pljosnatim kaišem i pužnog para 3-4. Elektromotor preko spojnice S1 pokreće ulazno vratilo, na kojem se nalazi manji kaišnik, sa brojem obrtaja  $1000 \text{ }^{\circ}/\text{min}$ . Izlazno vratilo sa pužnim zupčanikom, preko spojnice S2 odvodi obrtni moment od  $1800 \text{ Nm}$ .

Kaišni prenosnik 1-2:

$d_{w1} = 200 \text{ mm}$ ;  $d_{w2} = 395 \text{ mm}$ ; međuosno rastojanje  $a_{1-2} = 900 \text{ mm}$ ; faktor proklizavanja kaiša  $\zeta_k = 0,02$ ; koeficijent trenja kaiša po kaišniku  $\mu = 0,20$ ; debljina kaiša  $h = 5 \text{ mm}$ ; širina kaiša  $b = 40 \text{ mm}$ ; modul elastičnosti kaiša  $E = 40 \text{ N/mm}^2$ ; gustina materijala kaiša  $\rho = 10^3 \text{ kg/m}^3$ ; stepen sigurnosti protiv proklizavanja kaiša  $S_{\mu} = 1,2$ ; stepen iskorišćenja  $\eta_{1-2} = 0,9$ .

## Zadatak 2.8

Prenosnik koga pokreće elektromotor priključen na spojnicu S1, sastoji se od cilindričnog zupčanog para sa kosim zupcima 1-2 i cilindričnih zupčanika 3, 4 i 5 sa pravim zupcima, pri čemu se zupčanik 4 slobodno obrće oko vratila na kom se nalazi (vidi sliku). Snaga na izlaznoj spojnici S2 je  $P_{S2} = 15 \text{ kW}$ , a obrtni momenti na ostalim izlaznim spojnicama  $T_{S3} = 300 \text{ Nm}$  i  $T_{S4} = 400 \text{ Nm}$ . Učestanost obrtanja elektromotora je  $2000 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Gubitak snage na svakom zupčanom paru iznosi 3 %.



### Podaci:

1-2:  $z_1 = 22$ ;  $z_2 = 79$ ;  $m_{n1-2} = 2 \text{ mm}$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $x_1 = x_2 = 0$ ;  $\beta_{1-2} = 8,03^\circ$ .

3-4-5:  $z_3 = z_5 = 21$ ;  $z_4 = 46$ ;  $m_{n3-4-5} = 3 \text{ mm}$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $x_3 = x_5 = 0,4$ .



**P R I L O G**

**LITERATURA**

1. Ognjanović, M.: Mašinski elementi, Mašinski fakultet, Beograd, 2016.
2. Ristivojević, M., Stamenić, Z., Mitrović, R.: Mašinski elementi 2, Mašinski fakultet Beograd, 2021.
3. Veriga, S.: Mašinski elementi, III sveska, Mašinski fakultet, Beograd, 1990.
4. Savić, Z., Ognjanović, M., Obradović, P., Janković, M.: Mašinski elementi – Praktikum za vežbe, Mašinski fakultet, Beograd, 1992
5. Ristivojević, M.: Zupčanici – 1, Kinematika i kontrola, Priručnik, Biblioteka Mašinstvo, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 2005.
6. Ristivojević, M.: Zupčanici – 2, Opterećenje i nosivost, Priručnik, Biblioteka Mašinstvo, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 2005.
7. Plavšić, N., Ristivojević, M., Mitrović, R., Rosić, B., Subić, A.: Mašinski elementi – Zbirka zadataka, Mašinski fakultet, Beograd, 1990.
8. Plavšić, N., Janković, M., Ristivojević, M., Mitrović, R., Rosić, B., Obradović, P.: Mašinski elementi – Zbirka rešenih ispitnih zadataka, Mašinski fakultet, Beograd, 2000.
9. Plavšić, N., Ristivojević, M., Mitrović, R., Rosić, B., Janković, M., Obradović, P.: Mašinski elementi – Priručnik za vežbe, Mašinski fakultet, Beograd, 2006.
10. Mitrović, R., Ristivojević, M., Rosić, B.: Mašinski elementi 1, Mašinski fakultet, Beograd, 2019.
11. Lazović, T.: Mašinski elementi 1, Zbirka zadataka, Mašinski fakultet, Beograd, 2016.

12. Milčić, D., Banić, M., Miltenović, A., Milčić, M.: Mašinski elementi, Mašinski fakultet u Nišu, Niš, 2015.
13. ISO 6336-1:2006, Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors
14. ISO 6336-2:2006, Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 2: Calculation of surface durability (pitting)
15. ISO 6336-3:2006, Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 3: Calculation of tooth bending strength
16. ISO 6336-5:2016, Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 5: Strength and quality of materials
17. ISO/TS 14521:2020, Gears — Calculation of load capacity of worm gears