

UNIVERZITET U BEOGRADU

MAŠINSKI ELEMENTI 2

Mileta Ristivojević
Zoran Stamenić
Radivoje Mitrović



MAŠINSKI FAKULTET
Beograd, 2021.

UNIVERZITET U BEOGRADU

dr Mileta Ristivojević, redovni profesor
dr Zoran Stamenić, vanredni profesor
dr Radivoje Mitrović, redovni profesor

MAŠINSKI ELEMENTI 2

MAŠINSKI FAKULTET
Beograd, 2021

dr Mileta Ristivojević, redovni profesor
dr Zoran Stamenić, vanredni profesor
dr Radivoje Mitrović, redovni profesor

MAŠINSKI ELEMENTI 2

Recenzenti:

dr Božidar Rosić, redovni profesor, Mašinski fakultet Beograd
dr Tatjana Lazović, redovni profesor, Mašinski fakultet Beograd

Izdavač:

Univerzitet u Beogradu
MAŠINSKI FAKULTET
Ul. Kraljice Marije 16, Beograd
tel. (011) 3370 760
www.mas.bg.ac.rs

Za izdavača:

prof. dr Radivoje Mitrović, dekan

Glavni i odgovorni urednik:

prof. dr Milan Lečić

Odobreno za štampu odlukom Dekana Mašinskog fakulteta u Beogradu
br. 01/2021 od 04.02.2021 godine.

Tiraž: 350 primeraka

Štampa:

PLANETA PRINT
Igora Vasiljeva 33r, Beograd
tel. (011) 650656

ISBN 978-86-6060-062-4

*Zabranjeno prestampavanje i fotokopiranje.
Sva prava zadržava izdavač i autor.*

P R E D G O V O R

Gradivo obuhvaćeno knjigom Mašinski elementi 2 predstavlja nadogradnju gradiva iz predmeta Mašinski elementi 1 sa osnovnih akademskih studija Mašinskog fakulteta. Predmet Mašinski elementi 2 takođe spada u grupu opšte stručnih predmeta koji zahtevaju predznanje i dobro poznavanje, pre svega, Otpornosti materijala, Mehanike, Inženjerske grafike i Mašinskih materijala, a predstavljaju osnovu za dalje usavršavanje kroz predmete master i doktorskih akademskih studija. Materija obuhvaćena knjigom Mašinski elementi 2 je izložena u šest poglavlja sa Prilozima.

U prvom poglavlju su predstavljene osnovne kinematske i radne karakteristike jednostepenih i višestepenih prenosnika snage, uključujući metode proračuna i kvantifikacije transformacije snage - uz definisanje osnovnih pojmova u predmetnoj oblasti.

Drugo poglavlje knjige se odnosi na zupčaste prenosnike snage. Obradene su geometrijske i kinematske veličine cilindričnih zupčastih parova u čeonj i normalnoj ravni. Svi primarni uticaji na merodavno opterećenje zupca su detaljno objašnjeni, kao i vidovi razaranja bokova i podnožja zubaca. Prikazan je postupak dobijanja radnog napona merodavnog za proveru čvrstoće podnožja i bokova zubaca. Razjašnjena je suština, prirodno značenje uticajnih faktora. Date su smernice za izbor osnovnih geometrijskih i kinematskih veličina cilindričnih zupčastih parova. Obradjeni su konusni i pužni parovi, geometrija, kinematika i čvrstoća zubaca.

Treće i četvrto poglavlje obuhvataju analizu i sintezu teorijskog gradiva iz oblasti elastičnih prenosnika snage – frikcionih i remenih (kaišnih) parova. Pored ostalog, prikazana je njihova geometrija i kinematika, metode proračuna stepena sigurnosti protiv proklizavanja, karakteristike materijala koji se koriste za njihovu izradu, kao i smernice za njihov izbor i primenu.

U petom poglavlju su detaljno obrađeni lančani prenosnici snage, uključujući metode za proračun njihovog radnog veka i stepena sigurnosti.

Šesto poglavlje knjige se odnosi na spojnice. Prikazana je klasifikacija spojnica (prema tradicionalnom i novom pristupu), detaljna analiza njihovih različitih konstrukcionih rešenja – sa objašnjenjem načina funkcionisanja, kao i metod

proračuna stepena sigurnosti frikcionih spojnice (ravnih, lamelastih i konusnih). Takođe, u ovom poglavlju je posebna pažnja posvećena uticaju nesaosnosti vratila na funkcionalnost spojnice koje ih povezuju, uz detaljniju analizu datu u Prilogu knjige.

Pri koncipiranju knjige, u skladu sa višedecenijskom tradicijom Katedre za Opšte mašinske konstrukcije Mašinskog fakulteta u Beogradu, Autori su se držali principa da je osnovni zadatak univerzitetskog udžbenika da studentu objasni prirodu i fizikalnost, kao i međusobne zavisnosti pojava u oblasti koja se izučava. Dakle, potrebno je studentu pružiti mogućnost ne samo da nauči (zna!), već i da suštinski razume materiju obuhvaćenu udžbenikom. Stoga je pristup u načinu prezentacije izmenjen u odnosu na dosadašnje udžbenike iz Mašinskih elemenata, odnosno, predloženo gradivo je protkano dodatnim objašnjenjima koja u velikoj meri doprinose da student biva trajno upoznat sa principima funkcionisanja prenosnika snage i da mu usvojena znanja budu na raspolaganju tokom buduće profesionalne karijere – dugo nakon uspešno položenog ispita.

Osim studentima tehničkih fakulteta, izložena materija je namenjena i studentima strukovnih tehničkih škola, kao i iskusnim mašinskim inženjerima, jer su pri njenom formiranju korišćeni najnoviji standardi iz oblasti prenosnika snage, koji u starijim udžbenicima još uvek nisu bili aktuelni. Takođe je važno napomenuti da su na kraju svake obrađene oblasti priloženi rešeni zadaci sa detaljnim objašnjenjima, što još više doprinosi praktičnoj vrednosti ovog izdanja.

Autori knjige koriste priliku da se najiskrenije zahvale recenzentima prof. dr Božidar Rosiću i prof. dr Tatjani Lazović na izuzetno korisnim savetima i sugestijama. Sa izuzetnim zadovoljstvom autori se zahvaljuju kolegama sa Katedre za Opšte mašinske konstrukcije doc. dr Žarku Miškoviću i asistentu Aleksandru Dimiću, mast. inž. maš. na uloženom trudu pri realizaciji ovog udžbenika. Autori se zahvaljuju i kolegama prof. dr Aleksandru Marinkoviću, doc. dr Nenadu Kolareviću i asistentu Milošu Sedaku, mast. inž. maš. na korisnim idejama i učešću u diskusijama koje su vođene povodom pojedinih obrađenih oblasti.

Sve sugestije ili primedbe od strane naših kolega (nastavnika) ali i zainteresovanih studenata su više nego dobrodošle i biće razmotrene i implementirane u narednim izdanjima knjige Mašinski elementi 2.

Beograd, februar 2021. godine.

A u t o r i

SADRŽAJ

| | |
|---|----|
| 1. PRENOSNICI SNAGE | 1 |
| 1.1 Osnovne kinematske veličine prenosnika snage | 3 |
| 1.2 Osnovne radne karakteristike prenosnika snage | 5 |
| 1.2.1 Osnovne radne karakteristike jednostepenog prenosnika snage | 5 |
| 1.2.2 Osnovne radne karakteristike dvostepenog i višestepenog prenosnika snage | 7 |
| 1.3 Numerički primeri | 10 |
| 2. ZUPČASTI PRENOSNICI SNAGE | 16 |
| 2.1 Cilindrični zupčasti parovi | 17 |
| 2.1.1 Osnovni pojmovi i definicije | 17 |
| 2.1.2 Geometrijske veličine zupčanika | 19 |
| 2.1.2.1 Oblici profila zubaca zupčanika | 21 |
| 2.1.2.2 Izrada evolventnog profila zubaca alatom u obliku zupčaste letve | 25 |
| 2.1.2.3 Pomeranje profila alata | 28 |
| 2.1.2.4 Lučna debljina zupca | 28 |
| 2.1.2.5 Granične vrednosti koeficijenta pomeranja profila | 32 |
| 2.1.2.6 Prečnici podnožnih kružnica | 35 |
| 2.1.2.7 Mera preko zubaca | 36 |
| Tolerancije mere preko zubaca | 39 |
| Ugao uspona zavojnice na osnovnom cilindru, ugao β_b .. | 43 |
| 2.1.2.8 Stepen sprezanja bočne linije | 44 |
| 2.1.3 Kinematske i geometrijske veličine cilindričnih evolventnih zupčastih parova | 45 |
| 2.1.3.1 Osnovni zakon sprezanja | 45 |
| 2.1.3.2 Osno rastojanje, bočni i temeni zazor | 50 |
| 2.1.3.3 Ugao dodirnice profila zubaca | 54 |
| 2.1.3.4 Prečnici temenih kružnica | 55 |
| 2.1.3.5 Stepen sprezanja profila | 56 |
| 2.1.3.6 Stepen sprezanja bokova | 59 |
| 2.1.3.7 Interferenca | 60 |
| 2.1.4 Numerički primeri | 62 |
| 2.1.5 Merodavno opterećenje zupca | 72 |

| | | |
|------------|--|------------|
| 2.1.5.1 | Uticaj pogonske i radne mašine na rad prenosnika snage ... | 74 |
| 2.1.5.2 | Uticaj dinamičkih sila | 75 |
| 2.1.5.3 | Uticaj raspodele opterećenja duž trenutne linije dodira | 79 |
| 2.1.5.4 | Raspodela opterećenja kod istovremeno spregnutih parova zubaca | 82 |
| 2.1.6 | Napon na bokovima zubaca | 86 |
| 2.1.7 | Napon u podnožju zubaca | 90 |
| 2.1.7.1. | Radni napon u podnožju zupca cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima | 92 |
| 2.1.7.2 | Radni napon u podnožju zupca cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima | 98 |
| 2.1.7.3 | Kritični napon podnožja zubaca | 105 |
| 2.1.7.4 | Stepen sigurnosti podnožja zubaca | 105 |
| 2.1.8 | Nosivost bokova zubaca | 105 |
| 2.1.8.1 | Radni napon na bokovima zubaca cilindričnih zupčanka sa pravim zupcima | 105 |
| 2.1.8.2 | Radni napon na bokovima zubaca cilindričnih zupčanka sa kosim zupcima | 112 |
| 2.1.8.3 | Kritični napon bokova zubaca | 113 |
| 2.1.8.4 | Stepen sigurnosti bokova zubaca | 116 |
| 2.1.8.5 | Podmazivanje zupčastih parova | 117 |
| 2.1.8.6 | Izbor osnovnih veličina zupčanika i zupčastog para | 118 |
| 2.1.9 | Materijali za izradu zupčanika | 122 |
| 2.1.10 | Konstruktivni oblici tela cilindričnih zupčanika | 124 |
| 2.1.11 | Numerički primeri | 128 |
| 2.2 | Konusni zupčasti parovi | 143 |
| 2.2.1 | Osnovne karakteristike i podela | 143 |
| 2.2.2 | Geometrijske i kinematske veličine | 147 |
| 2.2.3 | Merodavno opterećenje zupca | 151 |
| 2.2.4 | Nosivost podnožja zupca | 152 |
| 2.2.5 | Nosivost bokova zubaca | 154 |
| 2.2.6 | Numerički primer | 155 |
| 2.3 | Pužni parovi | 159 |
| 2.3.1 | Osnovne karakteristike i podela | 159 |
| 2.3.2 | Geometrijske i kinematske veličine | 162 |
| 2.3.3 | Nominalno opterećenje | 165 |
| 2.3.4 | Merodavno opterećenje | 166 |

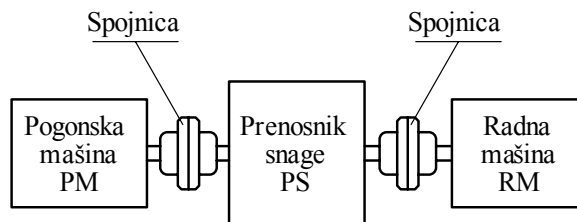
| | |
|---|------------|
| 2.3.5 Nosivost bokova zubaca | 166 |
| 2.3.6 Nosivost podnožja zubaca | 168 |
| 2.3.7 Numerički primer | 169 |
| 3. FRIKSIONI PRENOSNICI SNAGE | 172 |
| 3.1. Osnovne karakteristike i podela | 172 |
| 3.2. Analiza opterećenja | 174 |
| 3.3. Firkcioni prenosnici sa stalnim prenosnim odnosom | 175 |
| 3.3.1. Cilindrični frikcionni prenosnici sa paralelnim osama | 175 |
| 3.3.2. Cilindrični frikcionni prenosnici sa ožlebljenim dodirnim površinama | 176 |
| 3.3. Konusni frikcionni prenosnici sa osama koje se seku | 178 |
| 3.4. Firkcioni prenosnici sa promenljivim prenosnim odnosom | 179 |
| 3.5. Kinematsko i elastično klizanje | 180 |
| 3.6. Nosivost firkcionih prenosnika | 182 |
| 3.7. Materijali za izradu frikcionih točkova | 183 |
| 4. REMENI PRENOSNICI SNAGE | 186 |
| 4.1 Funkcija, podela i vrste remenih prenosnika | 186 |
| 4.2. Osnovne kinematske i geometrijske veličine | 188 |
| 4.2.1. Prenosni odnos | 188 |
| 4.2.2. Dužina pljosnatog remena | 189 |
| 4.2.3 Osna rastojanja | 190 |
| 4.3. Analiza sila | 191 |
| 4.3.1 Sile prethodnog pritezanja pljosnatog remena i sile opterećenja vratila | 191 |
| 4.3.2 Odnos sila za pljosnati remen | 192 |
| 4.4. Naprezanja i naponi u remenu | 194 |
| 4.5. Određivanje poprečnog preseka remena | 196 |
| 4.6. Konstrukcioni oblici remenica | 198 |
| 4.7. Trapezni remeni parovi | 201 |
| 4.7.1 Odnos sila za trapezni remen | 201 |
| 4.7.2 Proračun trapeznog remena | 203 |
| 4.7.3 Oblici trapeznih remenova i remenica | 205 |
| 4.7.4 Radni vek remena | 210 |
| 4.7.5 Označavanje remenova | 212 |
| 4.8. Poly-V remeni parovi | 212 |
| 4.9. Zupčasti remeni parovi | 213 |

| | |
|--|------------|
| 4.10. Materijali za izradu remena | 217 |
| 4.11. Održavanje remenova | 218 |
| 4.12. Numerički primer | 219 |
| 5. LANČANI PREOSNOVICI SNAGE | 222 |
| 5.1 Uvod | 222 |
| 5.2. Podela lanaca | 224 |
| 5.3. Lanci za prenos snage | 224 |
| 5.4. Osnovne geometrijske veličine lančanika | 233 |
| 5.5. Proračun nosivosti lanaca | 235 |
| 5.6 Opterećenje lanca | 237 |
| 5.7. Naponi i radni vek lanca | 239 |
| 5.8. Održavanje lančanih parova | 242 |
| 5.9. Numerički primer | 243 |
| 6. SPOJNICE | 245 |
| 6.1. Funkcija, podela i vrste spojnice | 245 |
| 6.1.1. Podela i vrste spojnice | 246 |
| 6.1.2 Izbor spojnice | 248 |
| 6.1.2.1 Veličina spojnice | 249 |
| 6.1.2.2 Pričvršćivanje spojnice na vratilo | 249 |
| 6.1.2.3 Uležištenje vratila spojnice | 249 |
| 6.1.2.4 Tok obrtnog momenta | 250 |
| 6.2. Nerazdvojive spojnice | 252 |
| 6.2.1. Krute spojnice | 252 |
| 6.2.2. Zglobne spojnice | 255 |
| 6.2.2.1 Zglobne neelastične spojnice | 256 |
| 6.2.2.2 Zglobne elastične spojnice | 258 |
| 6.3 Razdvojive spojnice | 260 |
| 6.3.1 Proračun frikcionih spojnice | 263 |
| 6.3.1.1 Proračun ravnih frikcionih spojnice i spojnice sa lamelama | 264 |
| 6.3.1.2 Proračun konusnih frikcionih spojnice | 265 |
| 6.4. Specijalne spojnice | 266 |
| 6.5 Položaji osa spajanih vratila – nesaosnost rukavaca | 268 |
| 6.5 Numerički primer | 269 |

| | |
|---|-----|
| 7. PRILOZI | 271 |
| 7.1 Odstupanja mere preko zubaca | 271 |
| 7.2 Istorijski pregled upotrebe remenih prenosnika snage | 274 |
| 7.3 Podaci za izbor spojnica (dimenzije i dozvoljena opterećenja) | 275 |
| 7.4 Uzroci i posledice nesaosnosti vratila – sa pregledom metoda za kontrolu i korekciju | 278 |
| 7.5 Površinski pritisak koji dovodi do graničnog habanja zglobova lanca p_N | 284 |
| LITERATURA | 285 |

1. PRENOSNICI SNAGE

Svaka radna mašina (dizalica, automobil, avion, brod, bicikl, ...) za obavljanje korisnog rada (izvršavanje određene funkcije) koristi neki izvor energije. Taj izvor energije potiče od pogonske mašine: elektromotora, motora sa unutrašnjim sagorevanjem ili neke druge pogonske mašine. Pogonske mašine najčešće rade sa brzinama (ugaona ili translatorna) i opterećenjima (sile ili spregovi sila-momenti) konstantnog intenziteta. Radne mašine imaju različite režime rada u pogledu brzina i opterećenja. Zbog toga se između pogonske i radne mašine postavlja posrednik, slika 1-1.



Slika 1-1 Blok šema mašinskog sistema





Njegov zadatak je da prenese snagu od pogonske do radne mašine i da je istovremeno transformiše u cilju postizanja odgovarajuće brzine i opterećenja koje nalaže radna mašina. Posrednik koji obavlja ovu funkciju naziva se *PRENOSNIK SNAGE*. Veza prenosnika snage sa pogonskom i radnom mašinom ostvaruje se posredstvom spojnice. To su posebni mašinski elementi koji su obrađeni u poslednjem poglavlju ove knjige.

Pri prenosu snage od pogonske do radne mašine, ista se može jednom, dva puta ili više puta transformisati u cilju dobijanja željenih karakteristika radne mašine u pogledu brzine i opterećenja. Shodno tome, prenosnici snage mogu biti: *jednostepeni, dvostepeni i višestepeni*.

Funkcija prenosnika snage može se obaviti mehaničkim putem, hidrauličnim, pneumatskim i električnim. Saglasno tome, prenosnici snage mogu biti: *mehanički, hidraulički, pneumatski i električni*.

Mehanički prenosnici snage imaju najveći domen primene. Zbog kompaktnosti konstrukcije i ekonomskog efekta, prenosnici snage sve češće postaju integralne komponente pogonskih mašina.

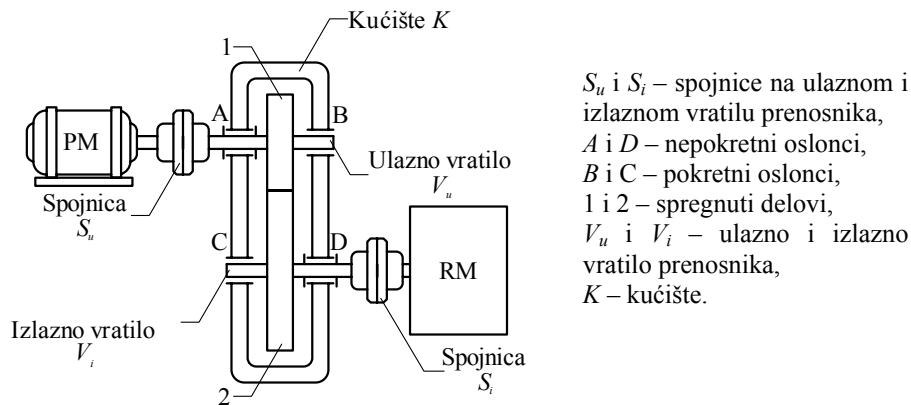
Prema principu rada, mehanički prenosnici snage mogu biti elastični i prinudni. Kod elastičnih prenosnika snage naglo, iznenadno povećanje radnog opterećenja radne mašine se ne prenosi na pogonsku mašinu i prenosnik snage usled pojave proklizavanja delova u kontaktu. Ovoj grupi prenosnika snage pripadaju *remeni* i *frikcioni prenosnici*. Prinudni prenosnici snage ne poseduju sposobnost proklizavanja. Kod njih se svako iznenadno povećanje radnog opterećenja radne mašine prenosi na prenosnik snage i pogonsku mašinu. Zavisno od elastičnih karakteristika spojnice, intenzitet ovih opterećenja se može redukovati. Grupi prinudnih prenosnika pripadaju *zupčasti* i *lančani prenosnici*, slika 1-2. Zupčasti i frikcioni prenosnici prenos i transformaciju snage obavljaju neposrednim dodirnom zupčastog, odnosno frikcionog para, dok lančani i remeni prenosnici istu funkciju obavljaju pomoću posrednika, lanca i remena. Saglasno tome, mehanički prenosnici snage se dele na *neposredne* i *posredne prenosnike snage*, slika 1-2.

| | Neposredni prenosnici snage | Posredni prenosnici snage |
|----------------------------|--|--|
| Prinudni prenosnici snage |  <p>Zupčasti</p> |  <p>Lančani</p> |
| Elastični prenosnici snage |  <p>Frikcioni</p> |  <p>Kaišni</p> |

Slika 1-2 Podela mehaničkih prenosnika snage

Mehanički model jednostepenog prenosnika prikazan je na slici 1-3.

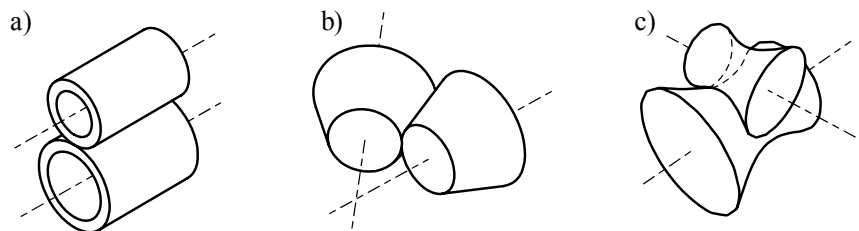
Osnovni delovi prenosnika snage su: vratila (ulazna, izlazna i međuvratila, slika 1-10), oslonci (pokretni i nepokretni), spregnuti delovi (zupčasti, frikcioni, remeni i lančani parovi), spojnice i kućište.



Slika 1-3 Mehanički model jednostepenog zupčastog prenosnika

1.1 Onovne kinematske veličine prenosnika snage

Oblik kontaktnih površina obrtnih delova 1 i 2 (slika 1-3) treba da je takav da se iste kotrljaju bez klizanja jedna po drugoj. To znači da obimne brzine njihovih dodirnih tačaka moraju biti istog intenziteta, pravca i smera. Površine koje zadovoljavaju ovaj uslov nazivaju se *kinematske površine*. Ove površine su idealno tačne po obliku i dimenzijama i idealno glatke. Prema obliku kinematskih površina spregnutih parova izvršena je najopštija podela prenosnika snage na *cilindrične, konusne i hiperboloidne*, slika 1-4.



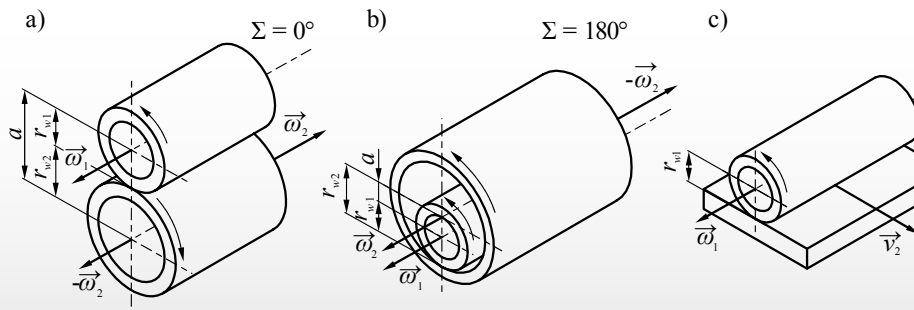
Slika 1-4 Oblici kinematskih površina spregnutih parova prenosnika snage:
 a) cilindrični, b) konusni, c) hiperboloidni

Kod cilindričnih spregnutih parova ose obrtanja su paralelne, kod konusnih se seku, a kod hiperboloidnih ose obrtanja su mimoilazne. Osnovne kinematske veličine prenosnika snage su: *osni ugao*, *kinematski prenosni odnos* i *osno rasojanje*.

Osni ugao (Σ) je ugao između vektora veće ugaone brzine $\vec{\omega}_1$ i suprotnog vektora manje ugaone brzine $-\vec{\omega}_2$, slika 1-5:

$$\Sigma \angle (\vec{\omega}_1 (-\vec{\omega}_2)). \quad (1.1)$$

Prema veličini osnovog ugla spregnuti parovi prenosnika snage se dele na spoljašnje, unutrašnje i ravne, slika 1-5. Kinematske površine kod spoljašnjih parova se dodiruju spolja, a smerovi obrtanja su suprotni. Kod unutrašnjih parova, jedna kinematska površina nalazi se unutar druge, a smerovi obrtanja su isti. Osnovni ugao kod spoljašnjih cilindričnih kinematskih parova iznosi $\Sigma=0^\circ$, dok je kod unutrašnjih $\Sigma=180^\circ$, slika 1-5. Ravan cilindrični par služi za transformaciju kružnog kretanja u pravolinijsko ili pravolinijskog kretanja u kružno. Površine koje ostvaruju kretanje bez klizanja u ovom slučaju nazivaju se kinematski cilindar i kinematska ravan, slika 1-5.



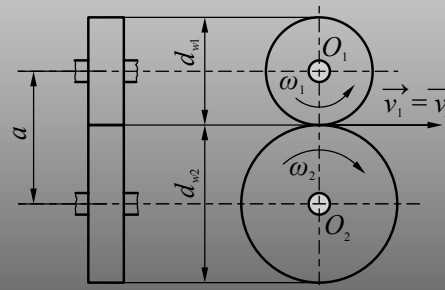
Slika 1-5 Podela cilindričnih spregnutih parova prema veličini osnovog ugla:
a) spoljašnji par, b) unutrašnji par, c) ravan par

Kinematski prenosni odnos (u) je odnos ugaone brzine većeg intenziteta (ω_1) prema ugaonoj brzini manjeg intenziteta (ω_2):

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} > 1. \quad (1.2)$$

Koristi se za određivanje geometrijskih i kinematskih veličina spregnutih parova prenosnika snage.

Kinematske površine spregnutih parova kotrljaju se jedna po drugoj bez klizanja. Saglasno tome, njihove obimne brzine su jednake po intenzitetu, pravcu i smeru, slika 1-6:

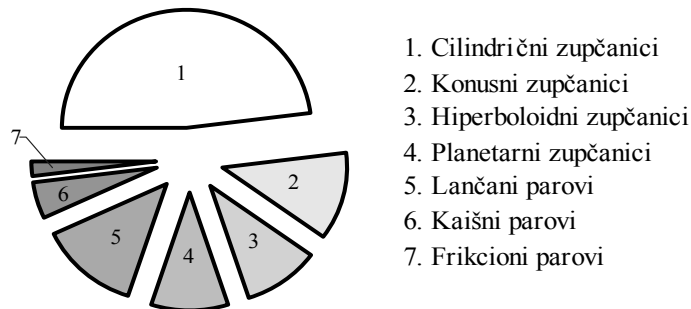


Slika 1-6 Cilindrični spregnuti par

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_2 \quad (1.3)$$

2. ZUPČISTI PRENOSNICI SNAGE

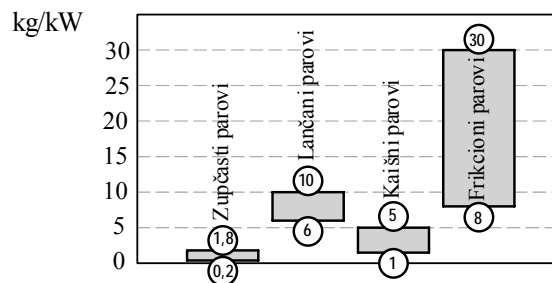
Zupčasti prenosnici snage pripadaju grupi prinudnih neposrednih prenosnika. U poređenju sa drugim mehaničkim prenosnicima snage, zupčasti prenosnici imaju najveći domen primene, slika 2-1.



Slika 2-1 Stepen zastupljenosti mehaničkih prenosnika snage

Ovako veliki domen primene zupčastih parova obezbeđen je zahvaljujući maloju masi, odnosno velikoj kompaktnosti konstrukcije, velikoj pouzdanosti i izdržljivosti u radu, malim energetske gubicima pri prenosu snage i velikoj primeni u širokom spektru snaga i ugaonih brzina.

Primarni pokazatelj kvaliteta prenosnika snage je njegova masa potrebna za transmisiju snage od 1kW, dijagram na slici 2-2. U tom pogledu, najnepovoljniji su frikcioni prenosnici snage, a najpovoljniji zupčasti prenosnici.



Slika 2-2 Masa prenosnika snage potrebna za prenos 1kW snage

Prema obliku kinematskih površina izvršena je najopštija podela zupčastih parova na: *cilindrične*, *konusne* i *hiperboloidne (zavojne)*, slika 1-4.

Prema veličini ugaone brzine zupčasti parovi se mogu podeliti na: *niskobrzijske*, *srednjebrzijske* i *visokobrzijske*:

- *Niskobrzijski zupčasti prenosnici* imaju male ugaone brzine i velike dimenzije. Primenjuju se kod rudarskih i građevinskih mašina. Podmazuju se mašću i obično rade na otvorenom prostoru.

- *Srednjebrzinski zupčasti prenosnici* imaju najveći domen primene. Rade najčešće u dokritičnom, a ređe u kritičnom-rezonantnom području¹.
- *Visokobrzinski zupčasti prenosnici* rade u natkritičnom području. Podmazivanje ovih zupčastih parova je otežano zbog velikih ugaonih brzina. Primenuju se kod pogona letelica. U ovoj oblasti najviše se koriste planetarni prenosnici snage².

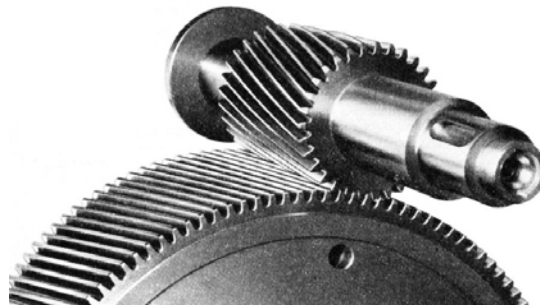
2.1 CILINDRIČNI ZUPČASTI PAROVI

2.1.1 Osnovni pojmovi i definicije

Zupčanik je mašinski deo koji samostalno ne može izvršavati nijednu elementarnu funkciju. Spojen, odnosno spregnut sa jednim ili više zupčanika formira zupčaste parove, slika 2-3. Zupčasti parovi su mašinski elementi koji izvršavaju dve elementarne funkcije. Oni prenose i transformišu snagu od pogonske do radne mašine.

Zupčanik je točak na čijem obodu su formirani i ravnomerno raspoređeni zupci istog oblika i veličine, slika 2-3.

Spregnuti zupčanici su zupčanici koji su postavljeni međusobno tako da zupci jednog zupčanika ulaze u međuprostor – međuzublje drugog zupčanika, slika 2-3.



Slika 2-3 Zupčasti par

Mali zupčanik je zupčanik sa većom ugaonom brzinom, a manjim brojem zubaca.

Veliki zupčanik je zupčanik sa manjom ugaonom brzinom, a većim brojem zubaca.

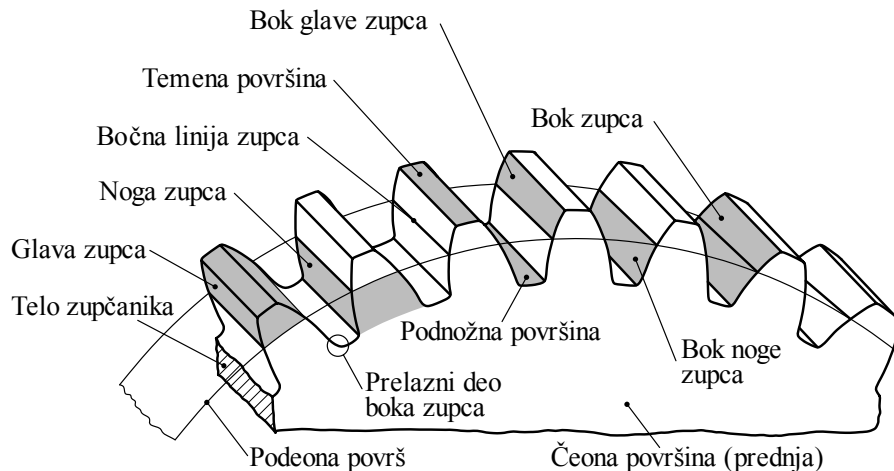
Pogonski zupčanik je zupčanik koji „prihvata“ opterećenje i kretanje od pogonske mašine, direktno ili indirektno preko drugih zupčanika.

¹ Videti poglavlje 3.5 u knjizi Mašinski elementi 1 (R. Mitrović, M. Ristivojević, B. Rosić)

² Pogledati monografiju Planetarni prenosnici snage, autora B. Rosića

Gonjeni zupčanik je zupčanik koji kretanje i opterećenje dobija od pogonskog zupčanika.

Zupci su delovi zupčanika pomoću kojih se neposredno prenosi kretanje i opterećenje sa jednog zupčanika na drugi. Oni su po visini ograničeni temenom i podnožnom površinom, a po dužini su ograničeni čeonim površinama: prednjom i zadnjom, slika 2-4.



Slika 2-4 Osnovne veličine i delovi cilindričnog zupčanika sa spoljašnjim ozubljenjem

Međuzublje je prostor formiran između dva susedna zupca zupčanika. Po dubini međuzublje je ograničeno podnožnom površinom zupčanika, slika 2-4.

Bok zupca je površina zupca koja se nalazi između temene i podnožne površine. Posmatrano u odnosu na prednju čeonu površinu, razlikuje se levi i desni bok zupca. Deo boka zupca po kome se dodiruju spregnuti zupci i vrši prenošenje opterećenja i kretanja sa pogonkog na gonjeni zupčanika naziva se *aktivni deo boka zupca*.

Prelazni deo boka zupca je deo boka zupca koji spaja bok zupca sa podnožnom površinom.

Podeona površina (cilindar) je zamišljena površina koja se nalazi između temene i podnožne površine. Ona deli zubac na dva dela: glavu zupca i nogu zupca. Glava zupca je deo zupca između podeone i temene površine. Noga zupca je deo zupca između podeone i podnožne površine.

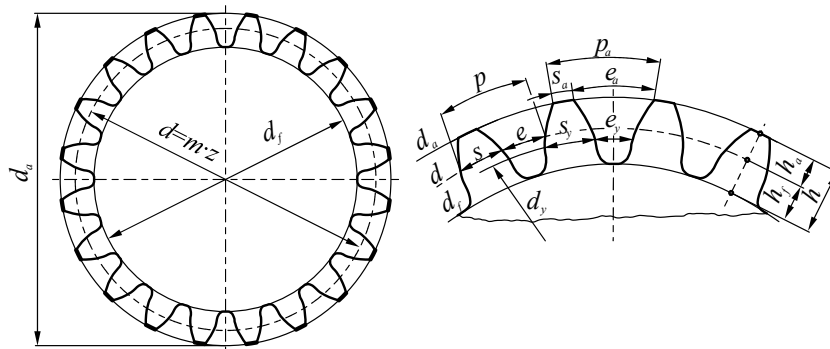
Bočna linija zupca je linija preseka boka zupca i podeone površine.

Broj zubaca zupčanika (z) je zbir zubaca koji je obuhvaćen podeonom površinom. Ako podeona površina nije zatvorena (podeona ravan), broj zubaca je beskonačno veliki.

Širina zupčanika (b) je najkraće rastojanje između prednje i zadnje čeone površine.

2.1.2 Geometrijske veličine zupčanika

Geometrijske veličine zupčanika dobijaju se u preseku bokova zubaca i ravni upravne na osu obrtanja zupčanika, slika 2-5. Ova ravan preseka naziva se čeona ravan (č-č), slika 2-6. U čeonoj ravni definišu se geometrijske veličine zupčanika potrebne za izradu tehničke dokumentacije i kontrolu zubaca zupčanika, slika 2-5. To su prečnici temene (d_a), podnožne (d_f) i podeone (d) kružnice, visina (noge h_a i glave h_f) zupca, korak (p), lučna debljina zupca (s), širina međuzublja (e) i mera preko zubaca koja je objašnjena u poglavlju 2.1.2.7. Pored čeone ravni, kod zupčanika postoji i normalna ravan (n-n), slika 2-6. Ona je upravna na bočnu liniju zubaca. U ovoj ravni, definišu se geometrijske veličine alata za izradu zubaca zupčanika.



Slika 2-5 Osnovne geometrijske veličine cilindričnog zupčanika u čeonoj ravni

Visina zupca (h) je radijalno rastojanje između temene i podnožne kružnice, slika 2-5. Ona se sastoji od visine glave zupca (h_a) i visine noge zupca (h_f).

$$h = h_a + h_f, \quad (2.1)$$

Da bi se sprečio kontakt temene površine jednog zupčanika sa podnožnom površinom spregnutog zupčanika, mora biti zadovoljen sledeći uslov:

$$h_f > h_a. \quad (2.2)$$

Korak profila zubaca (p_y) je lučno rastojanje istoimenih profila (levi-levi ili desni-desni) dvaju susednih zubaca mereno na kružnici prečnika d_y . On obuhvata jednu lučnu debljinu zupca s_y i jednu širinu međuzublja e_y .

$$p_y = s_y + e_y. \quad (2.3)$$

Koraka, debljina zupca i širina međuzublja menjaju se po visini zupca. Za korak profila zupčanika usvojen je podeoni korak (p):

$$p = s + e, \quad (2.4)$$

koji predstavlja lučno rastojanje istoimenih profila dvaju susednih zubaca mereno na podeonom krugu. Sve geometrijske veličine zupčanika i zubaca na podeonoj kružnici označavaju se bez indeksa.

Na primer, oznake koraka, lučne debljine zupca i širine međuzublja na temenoj kružnici su:

$$p_a = s_a + e_a. \quad (2.4a)$$

Prečnik podeone kružnice

Obim podeone kružnice jednak je proizvodu podeonog koraka i broja zubaca zupčanika

$$d \cdot \pi = z \cdot p. \quad (2.5)$$

Iz ove jednakosti sledi izraz za prečnik podeone kružnice malog i velikog zupčanika:

$$d_1 = \frac{p}{\pi} \cdot z_1 = m \cdot z_1, \quad (2.6)$$

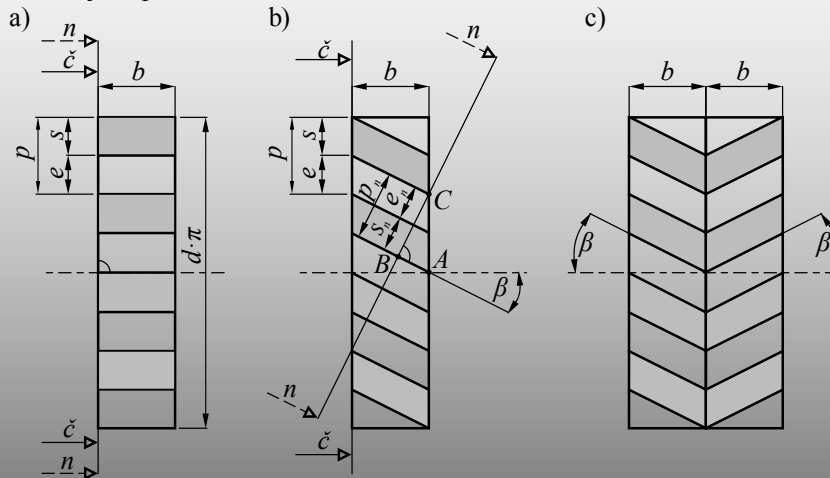
$$d_2 = m \cdot z_2,$$

gde su:

$m = p/\pi$ – modul zupčanika u čeonj ravni,

z_1 i z_2 – brojevi zubaca malog i velikog zupčanika u čeonj ravni.

Prema međusobnom položaju bočne linije zupca (linije preseka boka zupca i podeonog cilindra) i ose obrtanja zupčanika, izvršena je podela cilindričnih zupčanika na zupčanike sa pravim, kosim i strelastim zupcima. Ako se podeonim cilindrom preseku zupci zupčanika sa pravim, kosim i strelastim zupcima, a potom se isti cilindri razviju, dobija se međusobni položaj bočnih linija zubaca i ose obrtanja zupčanika, slika 2-6.



Slika 2-6 Položaj bočne linije zupca i ose obrtanja cilindričnih zupčanika
 a) zupčanici sa pravim zupcima, b) zupčanici sa kosim zupcima, sa desnim smerom bočne linije, c) zupčanici sa strelastim zupcima

3. FRIKSIONI PRENOSNICI SNAGE

3.1. OSNOVNE KARAKTERISTIKE I PODELA

Frikcioni prenosnici spadaju u grupu mehaničkih neposrednih elastičnih prenosnika snage. Prenos obrtnog momenta i kretanja ostvaruju se neposrednim dodirnom i trenjem dodirnih površina pogonskog i gonjenog elementa. Zbog toga posebnu pažnju treba obratiti na pojavu proklizavanja u smislu smanjenja performansi i eventualno oštećenja dodirnih površina, Sl. 3-1.



Slika 3-1. Proklizavanje između dve frikционе površine

Frikcioni prenosnici su najjednostavniji za prenos snage i kao takvi, se sastoje od dva točka međusobno pritisnuta određenom silom. Ako točak (1) vrši obrtno kretanje, pritiskajuća normalna sila F_n na dodiru dva točka omogućuje generisanje otpora protiv klizanja u vidu sile trenja ($F_\mu = \mu \cdot F_n$), tako da dolazi do okretanja (kotrljanja) gonjenog točka (2), bez pojave klizanja, Sl. 3-2.

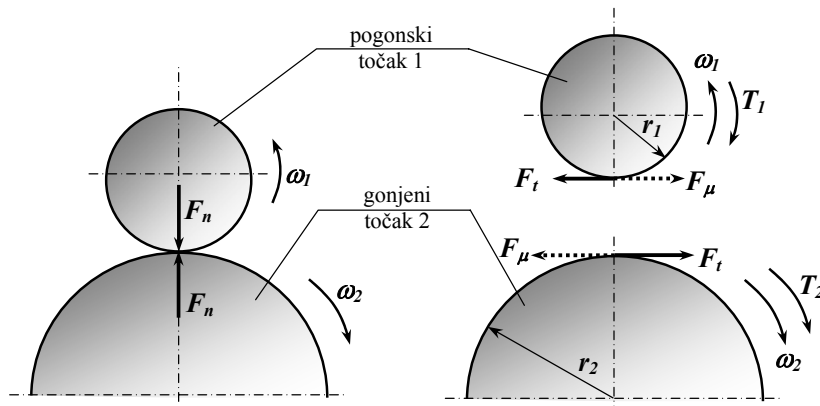
Prednosti frikcionih prenosnika:

- jednostavna izrada (cilindri, konusi itd.),
- niski troškovi održavanja,
- laka montaža i demontaža,
- rad je relativno tih i bešuman,
- svi udari i preopterećenja se amortizuju proklizavanjem frikcionih točkova, što znači da je proklizavanje mera zaštite prenosnika od oštećenja,
- promena smera obrtanja i ugaone brzine gonjenog vratila,
- kontinualna promena prenosnog odnosa. Ova osobina omogućava primenu frikcionih prenosnika kao mehaničkih varijatora,
- lako i brzo uključivanje i isključivanje.

Mane frikcionih prenosnika:

- veliko opterećenje vratila i ležaja (od sile F_n),

- povećanje temperature i oštećenje dodirnih površina (habanje, puzanje, ...)
- neravnomerno trošenje dodirnih površina, kao posledica klizanja,
- gubljenje proračunskog prenosnog odnosa (zbog oštećenja površina),
- potreban je uređaj za ostvarenje sile pritiska.



Slika 3.2. Princip rada i opterećenje frikcionih prenosnika

Osnovna podela frikcionih prenosnika je:

- frikcionih prenosnika sa stalnim prenosnim odnosom,
- frikcionih prenosnika sa promenljivim prenosnim odnosom (varijatori),
- frikcionih prenosnika sa mogućnošću promene smeru obrtanja.

Prema položaju ose vrtila frikcionih prenosnika se dele na:

- cilindrične i
- konusne

Frikcioni prenosnici se primenjuju kod raznih mehanizama, mlinova, frikcionih presa i svih uređaja kod kojih nije bitna tačnost prenosnog odnosa. U novije vreme frikcionih prenosnika nalaze sve širu primenu u gradnji menjača sa kontinualnom promenom brzine.

3.2. ANALIZA OPTEREĆENJA

Posredstvom otpora protiv generisane sile trenja usled dejstva F_{μ} , prenosi se radno opterećenje izraženo tangentnom silom na dodirnoj površini:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{T_1}{r_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{T_2}{r_2}, \quad T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$

gde su:

d_1 (r_1) – prečnik (poluprečnik) pogonskog točka

d_2 (r_2) – prečnik (poluprečnik) gonjenog točka

T_1 – obrtni moment pogonskog točka

T_2 – obrtni moment gonjenog točka

Princip na kome se zasniva suština rada frikcionih prenosnika, a koji treba uvek da bude zadovoljen je:

sila trenja F_μ mora da je bude veća od obimne (tangente) sile F_t , odnosno:

$$F_\mu \geq F_t, \quad \mu \cdot F_n \geq F_t.$$

U koliko ovo nije zadovoljeno dolazi do proklizavanja, odnosno dolazi do pojave koja je plastično prikazana na Sl. 3-1.

Sila pritiska F_n se ostvaruje i održava pomoću određenih mehanizama (razne poluge, opruge i sl.). Ona je poželjna da bude što manja, odnosno tolika da generiše dovoljan otpor protiv klizanja frikcionih točkova. Koeficijent trenja μ zavisi od vrste materijala i stanja dodirnih površina. Kako se ne raspolaže sa tačnim vrednostima μ , povećanje otpora protiv klizanja frikcionih točkova može se ostvariti preko **stepena sigurnosti protiv klizanja S_μ** koji je po definiciji jednak:

$$S_\mu = \frac{[F]}{F}$$

gde su:

$$[F] = \mu \cdot F_n \quad \text{– kritična sila (sila trenja na dodirnoj površini točkova)}$$

$$F = F_t = \frac{T}{d/2} \quad \text{– radna (tangencijalna) sila}$$

Preporučene vrednosti stepena sigurnosti protiv klizanja S_μ kreću se u granicama:

$$S_\mu = 1,5 \div 2,0 \quad \text{bez klizanja i za malo klizanje}$$

$$S_\mu = 2,0 \div 3,0 \quad \text{za veliko klizanje}$$

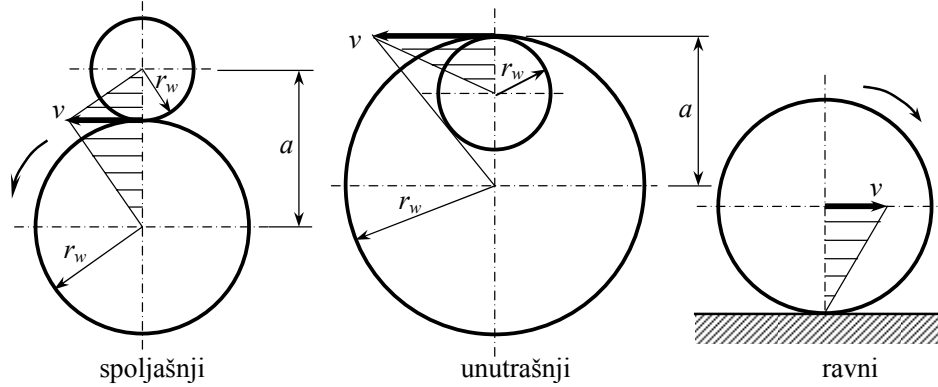
Ako prenosnik služi kao sigurnosni (zaštitni) element, biraju se manje vrednosti stepena sigurnosti. S obzirom na navedene činjenice, frikcionni prenosnici se koriste za prenos manjih snaga u odnosu na svoje dimenzije (do 200 kW).

3.3. FIRKCIONI PRENOSNICI SA STALNIM PRENOSNIM ODNOSOM

3.3.1. Cilindrični frikcionni prenosnici sa paralelnim osama

Firkcionni prenosnici sa stalnim prenosnim odnosom mogu se izvesti tako da im ose budu paralelne i da im se seku. Paralelnost osa obrtanja omogućuje da

dodirne površine budu cilindrične. Dodir dve frikционе površine može biti: spoljašnji, unutrašnji ili ravan (dodir točka sa stazom), Sl. 3-3a.



Slika 3-3a. Frikcioni prenosnici sa paralelnim osama

Pod pretpostavkom da nema kinematskog klizanja i da je osno rastojanje a poznato, obimne brzine u tački dodira točkova (kinematskom polu), su međusobno jednake:

$$v = r_{w1} \cdot \omega_1 = r_{w2} \cdot \omega_2 \quad \text{- za spoljašnji i unutrašnji par}$$

$$v = r_{w1} \cdot \omega_1 \quad \text{- za ravan cilindrični par}$$

Pri poznatom prenosnom odnosu u i osnom rastojanju a , poluprečnici frikcionih točkova su:

- za spoljašnji frikcioni par

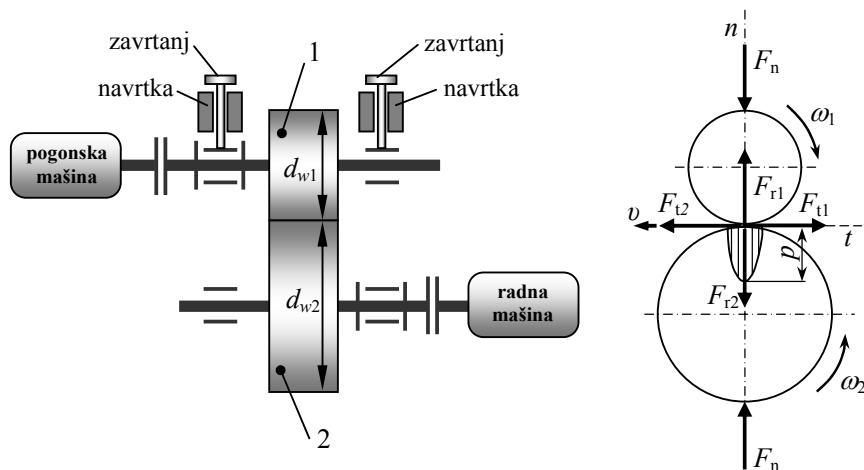
$$a = r_{w1} + r_{w2}; \quad u = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}; \quad r_{w2} = u \cdot r_{w1}; \quad r_{w1} = \frac{a}{u + 1}$$

- za unutrašnji frikcioni par

$$a = r_{w2} - r_{w1}; \quad u = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}; \quad r_{w2} = u \cdot r_{w1}; \quad r_{w1} = \frac{a}{u - 1}$$

Sila pritiska na dodirnim površinama F_n je istovremeno i radijalna sila koja opterećuje vratila prenosnika, Sl. 3-3b:

$$F_n = F_r \geq S_{\mu_{\min}} \frac{F_t}{\mu}$$



Slika 3-3b. Sila F_n koja treba da obezbedi kotrljanje frikcionih točkova bez klizanja

Ako su točkovi izrađeni od sivog liva ($\mu = 0,15$), dobija se $F_n = 6,6666 \cdot F_t \cdot S\mu$. To znači da je radijalna sila koja opterećuje vratila oko 6,67 puta veća od obimne sile koja se prenosi, odnosno, potrebna je oko 6,67 puta veća sila pritiska na dodirnim površinama točkova od sile koja se prenosi, što je veoma veliki nedostatak frikcionih prenosnika.

Rezultujuće opterećenje vratila je:

$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

3.3.2. Cilindrični frikcionni prenosnici sa ožlebljenim dodirnim površinama

Cilindrični frikcionni par sa ožlebljenim dodirnim površinama prikazan je na Sl. 3-4. Primenom ovih frikcionih parova znatno se rasterećuju vratila i ležišta. Žlebovi imaju trapezni presek sa uglom između strana žleba $\alpha \approx 30^\circ \div 40^\circ$. Kod frikcionih parova sa ožlebljenim površinama postižu se veća normalna sila, veća sila trenja, pa se stoga mogu preneti i veće obimne sile, pri manjoj sili pritiska u odnosu na frikcionni par ravnih površina.

Radijalna sila pritiska na vratilo je:

$$F_r = 2F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad \Rightarrow \quad 2F_n = \frac{F_r}{\sin(\alpha/2)}$$

uzimajući u obzir trenje duž žlebova (Sl. 3-4), dobija se:

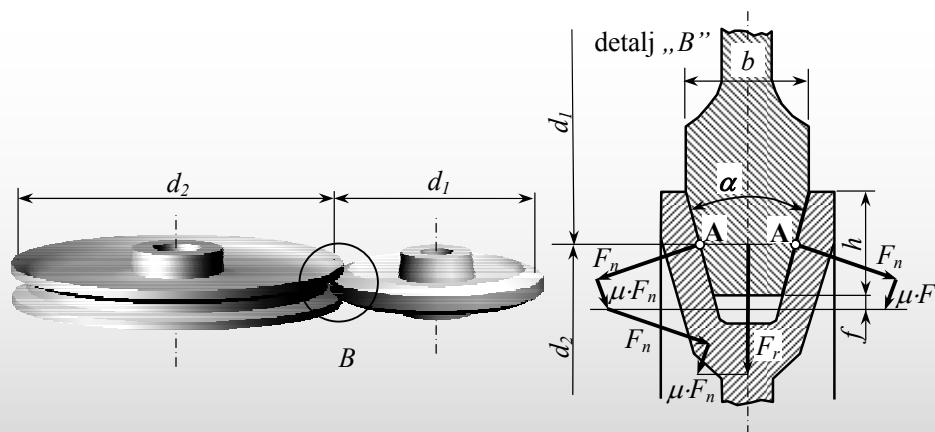
$$F_r = 2F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + 2F_n \mu \cos \frac{\alpha}{2} = 2F_n \cdot \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right)$$

odnosno preko stepena sigurnosti protiv proklizavanja:

$$2F_{\mu} = 2\mu \cdot F_n = S_{\mu} \cdot F_t \Rightarrow 2F_n = S_{\mu} \frac{F_t}{\mu}$$

tako da je radijalna sila pritiska na vratilo:

$$F_r = S_{\mu} \cdot F_t \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu}$$



Slika 3-4. Ožlebljeni frikcionni točkovi

Uporedimo sada ožlebljene i frikционе parove sa ravnim površinama od istog materijala ($\mu = 0,15$). Kod ožlebljenih parova dobijamo znatno manju radijalnu silu pritiska na vratilo, čija je vrednost $F_r = 2,67 \cdot S_{\mu} \cdot F_t$. Ovo znači da se pri istim uslovima dobija oko 2,5 manja radijalna sila pritiska na vratilo nego kod frikcionih točkova sa ravnim površinama.

Sa porastom koeficijenta trenja, smanjuje se razlika vrednosti za silu F_r kod glatkih i ožlebljenih točkova, Tabela 3-1. Zbog toga sa ožlebljeni točkovi obično izrađuju od livenog gvožđa.

Tabela 3-1. Vrednosti sile F_r u zavisnosti od koeficijenta trenja

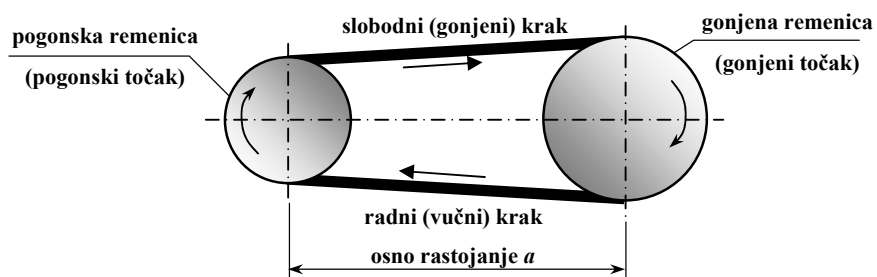
| Koeficijent trenja μ | Ravne dodirne površine – glatki točkovi | Ožlebljeni točkovi |
|--------------------------|---|--------------------|
| 0,1 | $F_r = 10 F_t$ | $F_r = 3,55 F_t$ |
| 0,2 | $F_r = 5 F_t$ | $F_r = 2,26 F_t$ |
| 0,3 | $F_r = 3,33 F_t$ | $F_r = 1,83 F_t$ |

4. REMENI (KAIŠNI)* PRENOSNICI SNAGE

4.1. Funkcija, podela i vrste remenih prenosnika

Remeni (kaišni) prenosnici su posredni elastični prenosnici snage, kod kojih se prenos snage, obrtnog momenta i ugaone brzine ostvaruje savitljivim posrednicima – remenima (kaiševima). Zbog svojih karakteristika imaju široku primenu u svim industrijama: mašinskoj, indistriji motora, poljoprivrednoj, u građevinskim, transportnim mašinama itd. Istorijski pregled upotrebe remenih prenosnika dat je u prilogu 8.2.

U sastavu jednog remenog prenosnika, pored posrednika – remena, nalaze se najmanje dva točka – remenice (prost remeni par), Sl. 4-1 kao i mehanizmi za zatezanje i podešavanje, Sl. 4-10. Princip rada ovih prenosnika zasnovan je na ostvarenoj sili pritiska između dodirnih površina remena i točka, a koja je posledica zatezanja remena. Usled sile pritiska, pogonski točak pokreće remen, koji nailazi na gonjeni točak i okreće ga. Krak posrednika koji nailazi na pogonski točak naziva se **radni (vučni) krak**, a onaj koji se kretanjem odvaja od pogonskog točka naziva se **slobodni (gonjeni) krak** (Sl. 4-1). Radni krak je uvek zategnut, dok je slobodni krak olabavljen.



Slika 4-1. Prost remeni par

* U literaturi su u upotrebi dva ravnopravna termina za ove prenosnike: remeni, odnosno kaišni prenosnici.

Remeni prenosnici primenjuju se za prenos snage i obrtnog kretanja vratila koja se nalaze na većem osnom rastojanju. Rade veoma tiho, a zbog elastičnosti posrednika (guma, koža), prigušuju udare. Prilikom preopterećenja mašine, javlja se proklizavanje posrednika čime se ne dopušta pojava loma delova mašine. Remeni prenosnici se pretežno koriste kao **reduktori**. U tom slučaju pogonska remenica (kaišnik) ima manji prečnik, a gonjena veliki. Pri velikim brzinama imaju mali radni vek, stoga zahtevaju veliku predostrožnost i kontrolu u radu. Ako se koriste kao **multiplikatori** (povećanje ugaone brzine i smanjenje obrtnog momenta), maksimalni radni prenosni odnos je $3,5 : 1$, odnosno $i \geq 0,286$.

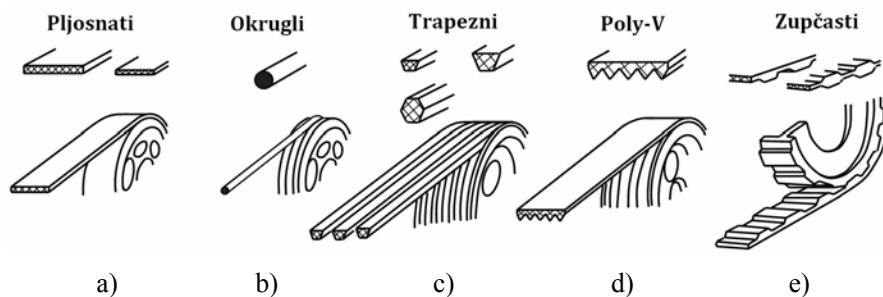
Usled zatezanja remena, stvaraju se velika opterećenja koja se prenose na vratilo i ležaje. Stepem iskorišćenja ovih prenosnika u sklopu sa ležajima nalazi se u granicama $\eta = 0,92 \div 0,96$. Zbog proklizavanja, ne mogu da održe stalan odnos ugaonih brzina, odnosno prenosni odnos nije konstantan i zavisi od granične sile trenja. Primenjuju se za prenosne odnose $u = 4 \div 5$.

Remeni prenosnici se, u zavisnosti od kriterijuma, mogu podeliti u dve grupe:

- Prema poprečnom preseku remena;
- Prema položaju osa vratila i smeru obrtanja.

Prema obliku poprečnog preseka remena razlikuju se:

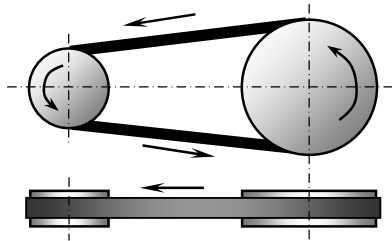
- Remeni pljosnati posrednici (Sl. 4-2a),
- Remeni okrugli (Sl. 4-2b),
- Remeni trapezni posrednici – V (Sl.-4.2c),
- Remeni Poly – V (Sl. 4-2d),
- Zupčasti (sinhroni) remeni prenosnici (Sl. 4-2e),



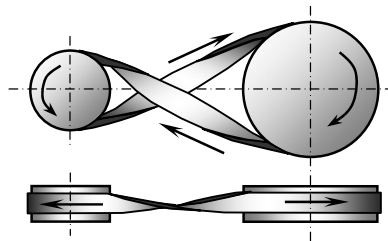
Slika 4-2. Vrste remenih posrednika: a) pljosnati, b) okrugli
c) trapezni (klinasti, V), d) Poly-V, e) zupčasti

Prema položaju osa vratila i smeru obrtanja, remeni prenosnici mogu biti:

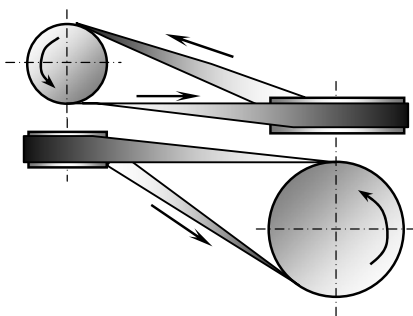
Otvoreni (Sl. 4-3); Ukršteni (Sl. 4-4); Poluukršteni (Sl. 4-5) i složeni (Sl. 4-6).



Slika 4-3. Otvoreni prenosnik



Slika 4-4. Ukršteni prenosnik



Slika 4-5. Poluukršteni prenosnik



Slika 4-6. Složeni prenosnik

Otvoreni prenosnici (Sl. 4-3) se primenjuju za vratila čije su ose paralelne, a smer obrtanja oba točka (pogonskog i gonjenog) je isti. Ukršteni prenosnici (Sl. 4-4) se takođe primenjuju za vratila čije su ose paralelne, dok je smer obrtanja pogonskog točka suprotan od smera gonjenog. Poluukršteni prenosnici (Sl. 4-5) se primenjuju za vratila čije se ose mimoilaze. Kod složenih prenosnika (Sl. 4-6) pogonsko vratilo je putem više remenica i posrednika povezano sa više vratila.

4.2. OSNOVNE KINEMATSKE I GEOMETRIJSKE VELIČINE

4.2.1. Prenosni odnos

Prenosni odnos kod remenih prenosnika je promenljiva veličina zbog proklizavanja remena oko remenice, koje se javlja usled elastičnih deformacija, preopterećenja, nedovoljne zategnutosti remena ili zaprljanosti. Izuzetak su zupčasti remeni prenosnici, gde je zbog sprežanja sa ozubljenom remenicom eliminisano proklizavanje.

Remen je, kao posrednik, deformabilan i pod dejstvom opterećenja se izdužuje. Proklizavanje u radu je posledica elastičnih deformacija remena usled radnih sila i sile prethodnog pritezanja. Uticaj klizanja kod prenosnika je izražen faktorom proklizavanja ξ_k , koji se kreće u granicama: $\xi_k = 0,01 \div 0,03$.

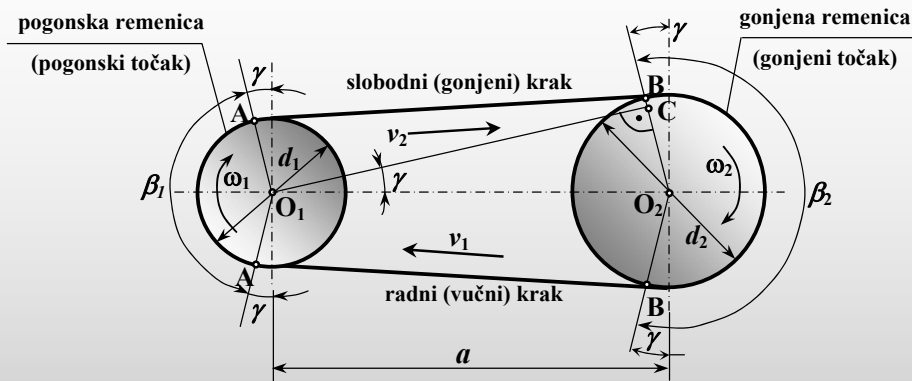
izračunava se kao:
$$\xi_k = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\Delta v}{v_1},$$

gde su (Sl. 4.7):

v_1 – obimna brzina u radnom (vučnom) kraku ($v_1 = d_1/2 \cdot \omega_1 = r_1 \cdot \omega_1$)

v_2 – obimna brzina u slobodnom (gonjenom) kraku ($v_2 = d_2/2 \cdot \omega_2 = r_2 \cdot \omega_2$)

$\Delta v = v_1 - v_2$ – elastično klizanje.



Slika 4-7.

Kinematski prenosni odnos se prema Sl. 4-7 izračunava kao:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2 \cdot v_1}{r_1 \cdot v_2} = \frac{r_2}{r_1 \cdot (1 - \xi_k)} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi_k)}$$

gde su: d_1 i d_2 prečnici, odnosno r_1 i r_2 pouluprečnici podeonih kružnica.

Vrednosti prenosnih odnosa, u zavisnosti od vrste remenih prenosnika kreću se u granicama:

- otvoreni remeni prenosnik sa pljosnatim remenom $u \leq 6$
- prenosnik sa koturom zatezačem, Sl. 4-9c $u \leq 15$
- trapezni remeni prenosnik $u \leq 20$
- remeni prenosnik sa trapeznim *Poly-V* remenom $u \leq 40$
- zupčasti remeni prenosnik $u \leq 40$ ($\xi_k = 0$)

4.2.2. Dužina pljosnatog remena

Dužina remena kod otvorenog prenosa (Sl. 4.7) izračunava se tako što se dvostrukoj dužini \overline{AB} doda dužina luka \widehat{AA} i dužina luka \widehat{BB} , odnosno:

$$l = 2 \cdot \overline{AB} + \widehat{AA} + \widehat{BB}$$

3. LANČANI PREOSNICI SNAGE

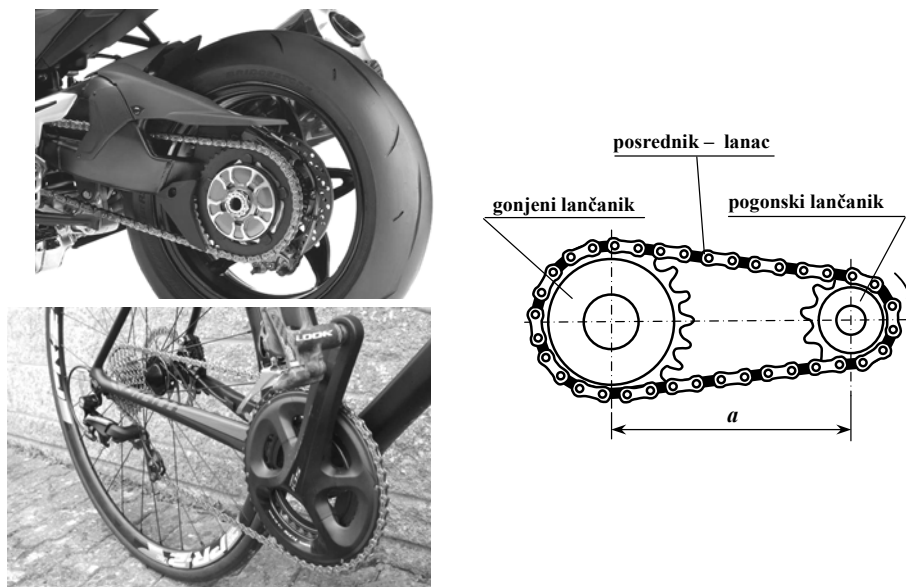
5.1. UVOD

Lančani preosnici se ubrajaju u grupu prinudnih posrednih preosnika, kod kojih se preos snage ostvaruje savitljivim elementima – lancima. U sastavu jednog lančanog preosnika, pored lanaca, nalaze se i lančanici, kao i uređaji za zatezanje (vođenje) i podmazivanje. Prilikom konstruisanja preosnika, mora se doneti odluka koji će se preosnik snage koristiti (zupčasti, kaišni/remeni, lančani), koji je najbolji? Na takvu odluku utiču: radne karakteristike, konstrukciono rešenje, raspoloživi prostor, raspodela snage, prednosti i mane preosnika, ... Neke od karakteristika preosnika snage za donošenje izbora su:

| Prenosnici snage: | zupčasti | remeni (kaišni) | lančani |
|-------------------|--|--|--|
| primena: | velike brzine veliki obrtni momenti | velike brzine mali obrtni momenti | male brzine veliki obrtni momenti |
| brzine: | zavisi od vrste zupčanika u sprezi | 12 ÷ 40 m/s | do 25 m/s |
| Prednosti: | Velike brzine, čvrstoća, izdržljivost, konstantni preosni odnos, fiksna osna rastojanja | Tihi rad, savitljivost, prigušuju vibracije, velika osna rastojanja | čvrstoća, relativno velika osna rastojanja, savitljivost |
| Mane: | Skupi, nisu savitljivi, zahtevaju konstantno podmazivanje i hlađenje | standardizovane dužine, habanje, puzanje, proklizavanje, zagrevanje, česta upotreba točkova za pritezanje i vođenje (španera), zahtevaju dotezanje | Obavezno podmazivanje, habanje, buka, vibracije, česta upotreba mehanizama za vođenje i pritezanje |

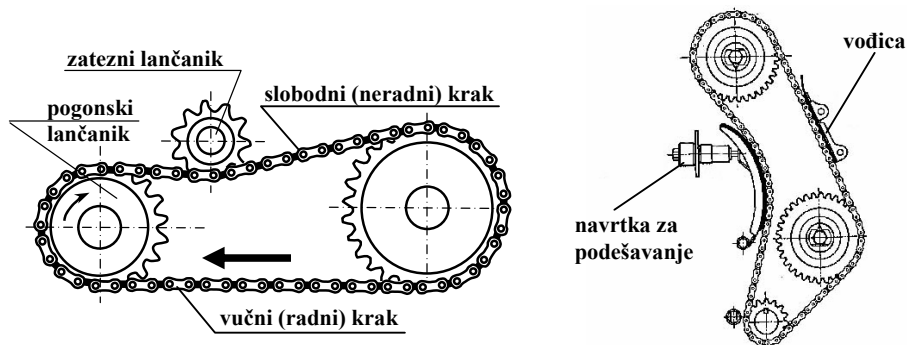
Prve ideje konstrukcionih rešenja lanaca dao je u svojim crtežima Leonardo da Viči, u 15. veku, dok najstariji crtež lančanog preosa potiče od Polia (*Romer Marcus Vitruvius Pollio*) iz 16. veka. Širu primenu lančani preosnici snage su dobili tek sa otkrivanjem i uvođenjem parne mašine u industriju u 18. veku. Od tada do danas lančani preosnici su se usavršavali u pogledu konstrukcije, primenom boljih materijala, tako da se danas veoma mnogo koriste u: mašinskoj industriji, poljoprivrednim, građevinskim, transportnim mašinama i dizalicama, biciklima, motorciklima, automobilima itd.

Lančani parovi (u osnovi) se sastoje iz dva nazubljena točka – **lančanika** i posrednika – **lanaca**, Sl. 5-1. Prenos kretanja i obrtnog momenta ostvaruje se postavljanjem lanca na lančanik, čiji zupci ulaze između članaka lanca i prenose kretanje sa pogonskog na gonjeni lančanik.



Slika 5-1. Lančani prenosnici snage

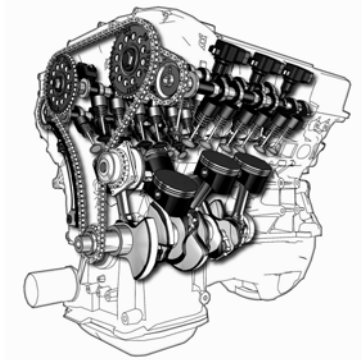
Jedan krak lanca (dužina između osnovog rastojanja – a naziva se **radni ili vučni**, a drugi krak **slobodni (neradni)**. Radni krak uvek nailazi na pogonski lančanik i po pravilu treba da je sa donje strane. Da bi se povećao zahvat između lanca i lančanika, koristiti se zatezni lančanik, Sl. 5-2, ili poseban mehanizam, Sl. 5-3.



Slika 5-2. Povećanje zahvata lanca zateznim lančanikom

Slika 5-3. Povećanje zahvata lanca mehanizmom

Jedan lanac može prenositi snagu na više vratila istovremeno, pri različitim osnim rastojanjima lančanika, Sl. 5-3b.



Slika 5-3b. Prenos snage na više vratila kod motora automobila

5.2. PODELA LANACA

Danas se u mašinskoj tehnici primenjuje veliki broj različitih lanaca. Prema osnovnim karakteristikama koje ispoljavaju u eksploataciji, možemo ih podeliti u tri osnovne grupe:

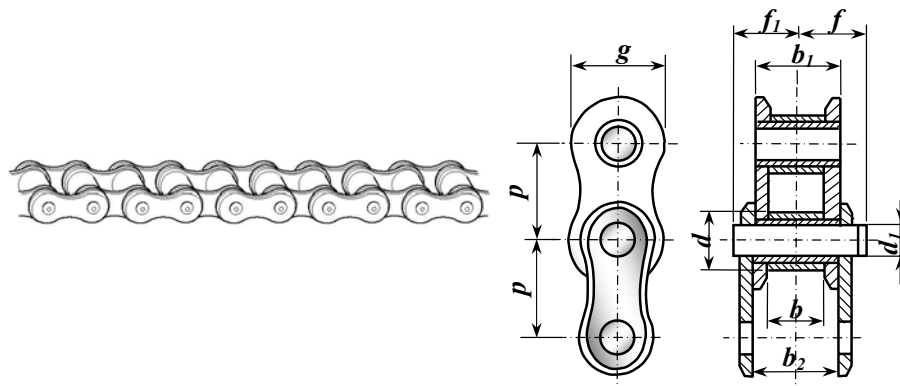
- **pogonski lanci (lanci za prenos snage),**
- **teretni** (služe za vešanje, dizanje i premeštanje tereta kod koturača, vitla, dizaličnih uređaja),
- **vučni** (služe za transport i premeštanje tereta kod transportnih mašina – konvejera, eskalatora, elevatora, dizalica itd.)

5.3. LANCI ZA PRENOS SNAGE

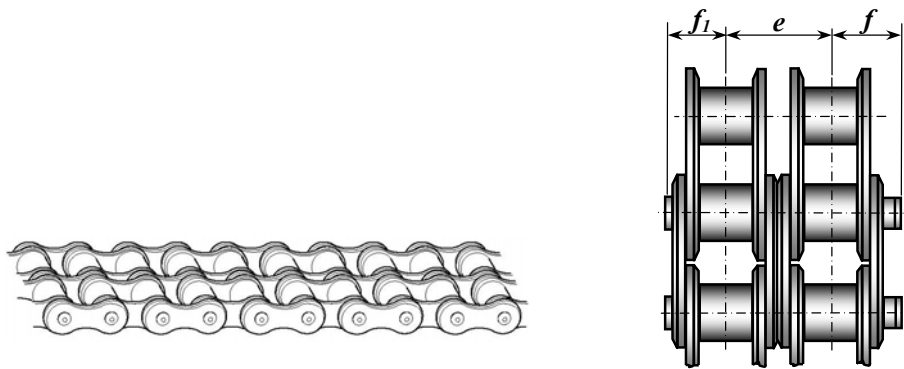
Pogonski lanci su najrasprostranjeniji. Oni prenose snagu i ostvaruju kretanje od izvora energije (pogonske mašine) do potrošača (radne mašine). Primenuju se pri malim i velikim brzinama (30 do 50 m/s). Jedan lanac može prenositi snagu na više vratila istovremeno, pri različitim osnim rastojanjima lančanika. Uzimajući u obzir vrstu lanaca u ovu grupu spadaju:

- Valjkasti,
- Čaurasti,
- Lanci sa osovinicama (svornjacima) i
- Pločasti.

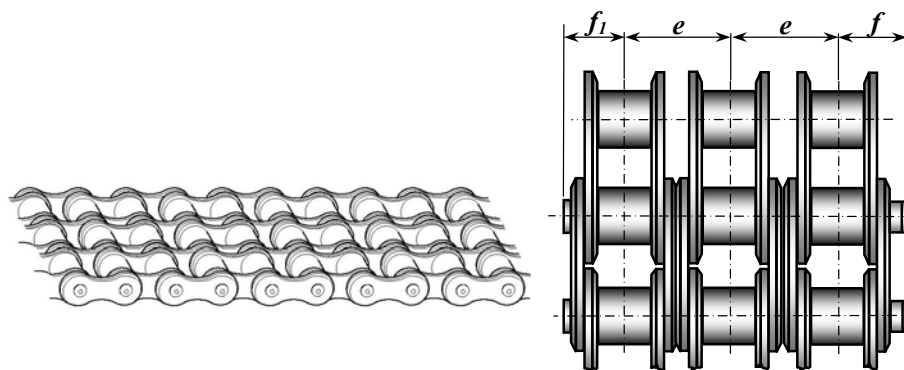
Valjkasti lanci, u zavisnosti od broja redova lanaca se izrađuju kao jednoredni (Sl. 5-4 i 5-7), dvoredni (Sl. 5-5) i troredni (Sl. 5-6), a sastoje se iz niza uzastopno povezanih zglobova vezanih spoljašnjim (Sl. 5-8), unutrašnjim (Sl. 5-9) i spoljašnjim (Sl. 5-10) člancima.



Slika 5.4. Jednoredni lanci

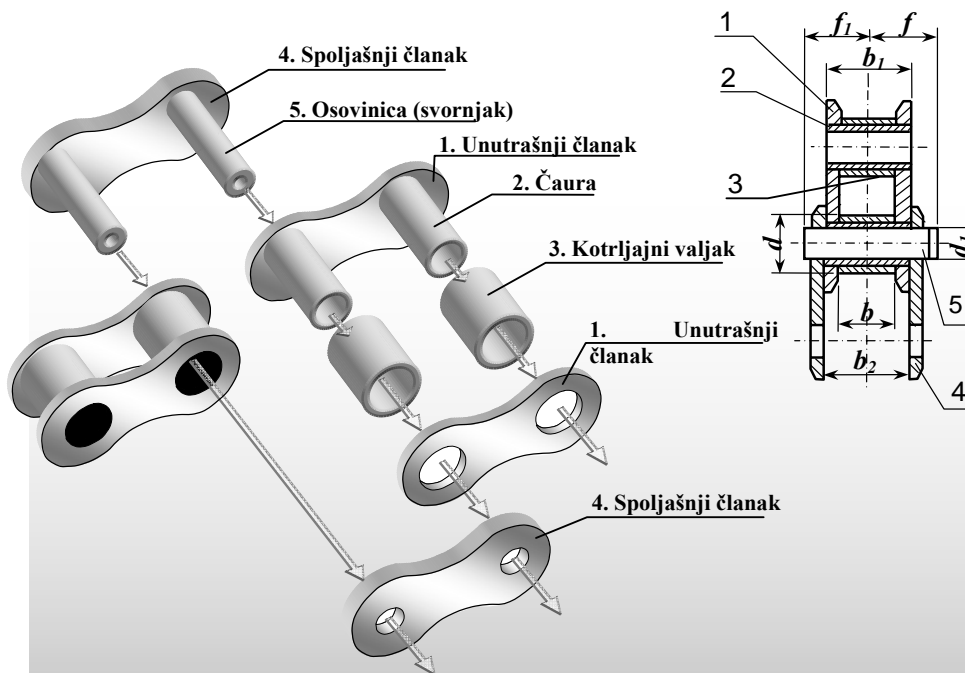


Slika 5.5. Dvoredni lanci



Slika 5.6. Troredni lanci

Delovi jednorednog lanca prikazani su na Sl. 5-7. U otvor unutrašnjeg članka (1) upresovana je čaura (2) na koju je u cilju smanjenja habanja lančanika slobodno navučen kotrljajni valjak (3). U otvor spoljašnjeg članka (4) upresovana je osovinica (5).



Slika 5-7. Elementi lanca

Valjkasti lanci mogu se praviti kao jednoredni (Sl. 5-4) i višeredni (Sl. 5-5 i 5-6), a na bazi jednorednih lanaca. Vezivanje valjkastih lanaca se ostvaruje pomoću podužne osovinice. Višeredni lanci se primenjuju u širokom dijapazonu snage i brzine. Oni rade pri istim brojevima obrtaja kao i jednoredni lanci istog tipa. Zahvaljujući tome, sa njima je moguće smanjiti gabaritne mere lančanih prenosnika snage, izborom manjeg koraka lanca p .

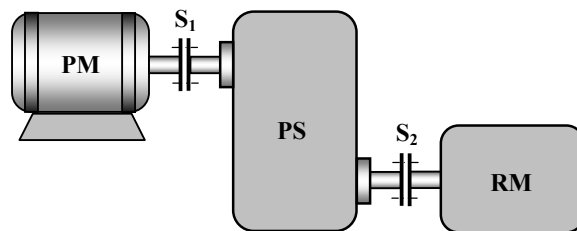
Spojni članak tipa A, upotrebljava se za lance sa parnim brojem članaka, za korak $p \leq 12,7$ mm. Spojni članak tipa B, upotrebljava se za lance sa parnim brojem članaka, za korak $p > 12,7$ mm. Za lance sa neparnim brojem članaka, za korak $p \leq 12,7$ mm upotrebljava se spojni članak tipa C. Za lance sa neparnim brojem članaka, za korak $p > 12,7$ mm upotrebljava se spojni članak tipa D.

U Tabeli 5-1. date su dimenzije najčešće korišćenih valjkastih lanaca za povećana opterećenja (SRPS M.C1.821). Navedene vrednosti se mogu uzeti proizvoljno.

4. SPOJNICE

6.1. Funkcija, podela i vrste spojnice

Spojnice su mašinski elementi koji prenose obrtni moment i kretanje između koaksijalnih vratila, bez promene inteziteta i smera obrtnog momenta (Slika 6-1). U specijanim slučajevima (npr. Kardanove spojnice) spojnice mogu povezivati i vratila čije su ose paralelne ili se seku pod određenim uglom. Osim toga, pojedine vrste spojnice služe i za zaštitu od preopterećenja sistema, i eventualno prigušivanje torzionih oscilacija. Ponekad se spojnice upotrebljavaju i iz tehnoloških razloga – radi lakše montaže.



Slika 6-1 Šematski prikaz pogonske mašine (PM), prenosnika snage (PS), radne mašine (RM) i spojnica (S_1 i S_2)

Pri koncipiranju novih konstrukcionih rešenja, veoma je važno:

- spojnicu postaviti što bliže ležaju, da ne bi došlo do stvaranja momenta savijanja na vratilu usled mase spojnice;
- spojnice moraju biti lako rastavljive i što manje mase;
- brzohode spojnice moraju biti uravnotežene (balansirane), pri čemu je potrebno voditi računa o mogućnosti postavljanja mase za uravnotežavanje.

Spojnice se najčešće proizvode u specijalizovanim fabrikama i standardizovane su prema odgovarajućim nacionalnim i međunarodnim standardima. Pored standardizovanih, postoji i veliki broj nestandardizovanih konstrukcionih rešenja spojnice – što je posledica činjenice da su spojnice jedan od mašinskih elemenata koji se najčešće razvijaju i usavršavaju.

Zadatak konstruktora je najčešće da iz kataloga proizvođača samo izvrši izbor tipa i dimenzija spojnice – na osnovu prečnika vratila, opterećenja i radnih uslova.

6.1.1. Podela i vrste spojnice

Prema načinu prenošenja obrtnog momenta razlikuju se:

- mehaničke,
- elektromagnetne i
- hidraulične spojnice.

Mehaničke spojnice obrtni moment (T) prenose posredstvom sila između delova u neposrednom dodiru.

Elektromagnetne spojnice za prenošenje obrtnog momenta koriste elektromagnetne sile.

Hidraulične spojnice za prenošenje obrtnog momenta koriste kinetičku energiju fluida (ulja).

Prema načinu ostvarivanja funkcije, mehaničke spojnice se mogu podeliti na (Sl.6-2):

- nerazdvojive,
- razdvojive i
- specijalne.

Nerazdvojive spojnice obezbeđuju kontinualno (trajno) prenošenje obrtnog momenta i kretanja između spojenih vratila. Dele se na krute i zglobne. Zglobne mogu biti elastične i neelastične.

Krute spojnice spajaju vratila u krutu celinu i ne dopuštaju odstupanje aksijalnosti jednog vratila u odnosu na drugo.

Zglobne spojnice spajaju vratila dopuštajući odstupanja aksijalnosti vratila (i u radijalnom i u aksijalnom pravcu) kao i mala pomeranja rukavaca vratila jednog u odnosu na drugo.

Zglobne neelastične spojnice kompenzuju samo netačnosti položaja osa vratila.

Zglobne elastične spojnice spajaju vratila, dopuštajući odstupanja koaksijalnosti jednog vratila prema drugom, radijalna i ugaona odstupanja, kao i mala pomeranja rukavaca jednog vratila u odnosu na drugo u toku rada.

Razdvojive spojnice omogućavaju lako međusobno razdvajanje vratila, odnosno njeno uključivanje i isključivanje i u mirovanju i u radu. U literaturi se pojavljuju i pod nazivom uključno-isključne spojnice, odnosno kvačila.

Specijalne spojnice obuhvataju spojnice koje nisu uključene u prethodne dve grupe i u njih spadaju: sigurnosne, jednosmerne, hidrodinamičke, sinhronizatori, elektromagnetne i dr. spojnice.

Sigurnosne spojnice prekidaju vezu između dva vratila pri preopterećenju ili pak uspostavljanju kretanja kada jedno od vratila dostigne određenu učestanost obrtanja (centrifugalna spojnica).

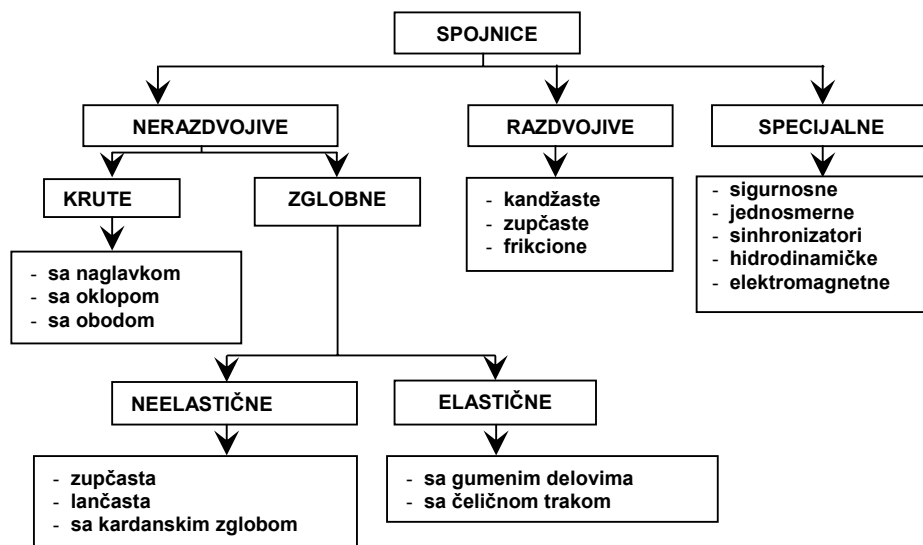
Razlikuju se sigurnosne spojnice sa čivijama (pri određenim opterećenjima, čivija/osovinica se lomi), frikcione (proklizavaju), sa kuglicama i oprugama, odnosno, centrifugalne koje se automatski uključuju ili isključuju kada učestanost obrtanja pogonskog vratila dostigne određenu vrednost.

Jednosmerne spojnice prenose obrtni moment samo u jednom smeru. One se automatski uključuju ili isključuju u zavisnosti od smera ugaone brzine. Koriste se za uređaje za puštanje motora u rad.

Hidrodinamičke spojnice prenošenje obrtnog momenta ostvaruju posredstvom ulja u zatvorenom prostoru, u kome rotiraju obrtna kola sa lopaticama pogonskog i gonjenog dela spojnice.

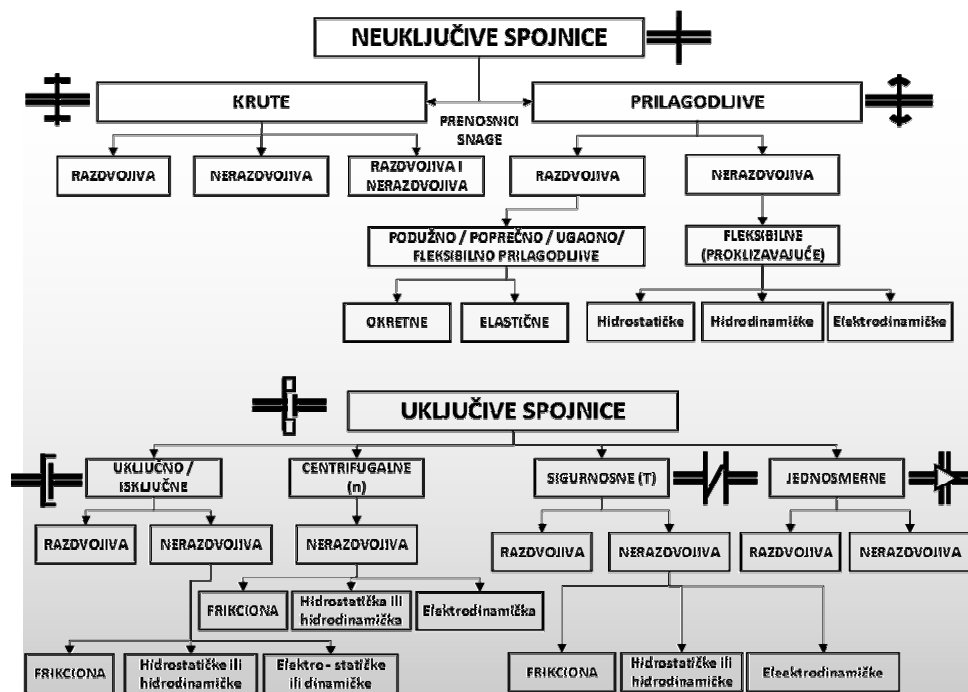
Sinhronizatori predstavljaju kombinaciju frikcione i zupčaste ili kandžaste spojnice. Koriste se radi smanjenja buke i vibracija pri startovanju, kada je razlika brzina pogonskog i gonjenog dela velika. Frikcioni deo spojnice se uključuje pre zupčastog, odnosno kandžastog, i ima zadatak da smanji razliku ugaonih brzina. Dimenzije sinhronizatora nisu velike, zato što se frikcioni deo konstruiše za manji obrtni moment od onog koji se prenosi.

Spojnice se uobičajeno klasifikuju na način prikazan na Slici 6-2.



Slika 6-2 Podela spojnice

Spojnice se prema novijem pristupu mogu klasifikovati i na osnovu funkcije koju obavljaju. Ova klasifikacija je napravljena u skladu sa smernicama VDI 2240 (Verein Deutscher Ingenieure – Udruženje nemačkih inženjera), Slika 6-3. Važno je naglasiti da ovakva podela dovodi do preklapanja istih tipova spojnice.



Slika 6-3 Klasifikacija spojnice prema VDI 2240

Na osnovu dijapazona funkcija koje obavljaju, jasno je da se spojnice značajno razlikuju od običnih elemenata veze i predstavljaju važan element u prenošenju obrtnog momenta.

6.1.2 Izbor spojnice

U cilju obezbeđenja ispravnog rada i pouzdanosti mašinskog sistema veoma je važan izbor tipa i veličine spojnice. Zbog toga je neophodno poznavati vrstu pogonske i radne mašine, veličinu obrtnog momenta koji se prenosi, učestanost obrtanja i broj uključivanja/isključivanja u jedinici vremena – posebno kod mehaničkih spojnice.