

Prijenosnici u mehatronici

Maras, Ivan

Undergraduate thesis / Završni rad

2017

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Technical College in Bjelovar / Visoka tehnička škola u Bjelovaru**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:144:265800>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-05**



Repository / Repozitorij:

[Digital Repository of Bjelovar University of Applied Sciences](#)



VISOKA TEHNIČKA ŠKOLA U BJELOVARU
STRUČNI STUDIJ MEHATRONIKE

PRIJENOSNICI U MEHATRONICI

Završni rad br. 20/MEH/2017

Ivan Maras

Bjelovar, rujan 2017.

VISOKA TEHNIČKA ŠKOLA U BJELOVARU
STRUČNI STUDIJ MEHATRONIKE

PRIJENOSNICI U MEHATRONICI

Završni rad br. 20/MEH/2017

Ivan Maras

Bjelovar, rujan 2017.



Visoka tehnička škola u Bjelovaru

Trg E. Kvaternika 4, Bjelovar

1. DEFINIRANJE TEME ZAVRŠNOG RADA I POVJERENSTVA

Kandidat: **Maras Ivan**

Datum: 07.07.2017.

Matični broj: 000520

JMBAG: 0314005166

Kolegij: **ELEMENTI PRECIZNE MEHANIKE**

Naslov rada (tema): **Prijenosnici u mehatronici**

Područje: **Tehničke znanosti**

Polje: **Strojarstvo**

Grana: **Opće strojarstvo (konstrukcije)**

Mentor: **mr.sc. Stjepan Golubić**

zvanje: **viši predavač**

Članovi Povjerenstva za završni rad:

1. Tomislav Pavlic, mag.ing.mech., predsjednik
2. mr.sc. Stjepan Golubić, mentor
3. Božidar Hršak, mag.ing.mech., član

2. ZADATAK ZAVRŠNOG RADA BROJ: 20/MEH/2017

U radu je potrebno:

- opisati prijenosnike (općenito),
- opisati prijenosnike prema vrstama,
- opisati osnovne proračuna prijenosnika,
- prikazati vrste i osnovna svojstva materijala za izradu prijenosnika,
- prikazati primjenu prijenosnika u mehatronici.

Zadatak uručen: 07.07.2017.

Mentor: **mr.sc. Stjepan Golubić**



Zahvala

Zahvaljujem se svojim roditeljima i obitelji na pruženoj podršci tijekom studiranja.

Također se zahvaljujem mentoru mr.sc. Stjepanu Golubiću na pomoći i savjetima pri izradi završnog rada, svim profesorima na danom znanju tijekom studiranja te svim kolegama na pomoći.

Sadržaj

1. UVOD	1
2. OPĆENITO O PRIJENOSNICIMA	2
2.1. Mehanički prijenosnici	3
2.2. Glavna obilježja (veličine) mehaničkih prijenosnika	4
3. TARNI PRIJENOSNICI	6
3.1. Vrste tarnih prijenosnika	8
3.2. Materijali za izradu tarenica	13
3.3. Osnove proračuna tarnih prijenosnika	14
4. REMENSKI PRIJENOSNICI	17
4.1. Vrste remenskih prijenosnika	19
4.1.1. Remenski prijenos plosnatim remenom	19
4.1.2. Remenski prijenos klinastim remenom	23
4.1.3. Remenski prijenos zupčastim remenom	27
4.2. Materijali za izradu remenja i remenica	30
4.3. Osnove proračuna remenskih prijenosnika	30
4.3.1. Osnove proračuna prijenosa plosnatim remenom	31
4.3.2. Osnove proračuna prijenosa klinastim remenom	32
4.3.3. Osnove proračuna prijenosa zupčastim remenom	33
5. LANČANI PRIJENOSNICI	36
5.1. Vrste lančanih prijenosnika	37
5.2. Vrste lanaca	40
5.3. Lančanici	43
5.4. Podmazivanje lančanih prijenosa	46
5.5. Materijali za izradu lanaca i lančanika	48
5.6. Osnove proračuna lančanih prijenosnika	49

6. ZUPČASTI PRIJENOSNICI	51
6.1. Podjela zupčanika.....	53
6.2. Vrste ozubljenja zupčanika	54
6.3. Čelnici	57
6.3.1. Osnove proračuna čelnika	58
6.4. Stožnici.....	61
6.4.1. Osnove proračuna stožnika	62
6.5. Zupčasta letva (ozubnica).....	65
6.6. Vijčanici	65
6.6.1. Osnove proračuna vijčanika	67
6.7. Pužni prijenosnici.....	69
6.7.1. Materijali pužnih prijenosnika	71
6.7.2. Osnove proračuna pužnog prijenosnika	71
6.8. Planetarni prijenosnici.....	73
6.8.1. Osnove proračuna planetarnog prijenosnika	76
6.9. Materijali zupčastih prijenosnika i podmazivanje.....	79
7. VIJČANI PRIJENOSNICI	81
7.1. Materijali vijčanih prijenosnika	82
7.2. Osnove proračuna vijčanih prijenosnika	83
8. PRIMJENA MEHANIČKIH PRIJENOSNIKA U MEHATRONICI	85
9. ZAKLJUČAK	89
10. LITERATURA	90
11. OZNAKE I KRATICE	93
12. SAŽETAK	99
13. SUMMARY	100

1. UVOD

Tema ovog rada je upoznavanje sa mehaničkim prijenosnicima s kojima se najčešće susrećemo u mehatronici. U početnome dijelu opisani su prijenosnici kao cjelina, a zatim najčešći oblici mehaničkih prijenosnika. Opisani su tarni prijenosnici, zatim remenski, lančani, zupčasti te vijčani prijenosnici. Kod svake od navedenih vrste mehaničkih prijenosnika koji su obrađeni u temi, najprije se navode općenite činjenice o toj vrsti prijenosa, a zatim se opisuju detalji koji su važni za svaki prijenosnik – od elemenata prijenosnika, njihovih specifičnosti, materijala od kojih se izrađuju do osnova proračuna prijenosnika. Nakon opisa svakog od navedenih prijenosnika, prikazana je primjena opisanih prijenosnika u mehatronici ovisno o učestalosti korištenja istih.

2. OPĆENITO O PRIJENOSNICIMA

Prijenosnici su sklopovi čija je zadaća prijenos sile, gibanja, mijenjanje brzine gibanja te pretvorba gibanja. Osim svoje osnovne funkcije prijenosa sile i gibanja, prijenosnici se mogu upotrijebiti i za promjene osi vrtnje, promjenu smjera vrtnje te promjenu toka snage. Prijenosnike se može protumačiti kao posrednike u prijenosu energije između strojeva, koji mehaničku energiju i dinamiku gibanja pogonskog stroja prilagođavaju potrebama radnog stroja. Osnovni dijelovi svih prijenosnika su elementi za prijenos. Elementi za prijenos i način djelovanja istih je ono po čemu se prijenosnici međusobno razlikuju [1, 2].

Prijenosnici se mogu podijeliti na više načina. Neke od najvažnijih podjela prijenosnika su: prema načinu prijenosa okretnog momenta, s obzirom na mogućnost promjene prijenosnog omjera i prema tome dominira li prijenos snage i gibanja ili samo gibanja. Prema načinu prijenosa okretnog momenta dijelimo ih na: mehaničke, hidrauličke, pneumatske i električne prijenosnike. U radu će biti opisani mehanički prijenosnici koji se najčešće primjenjuju u mehatronici.

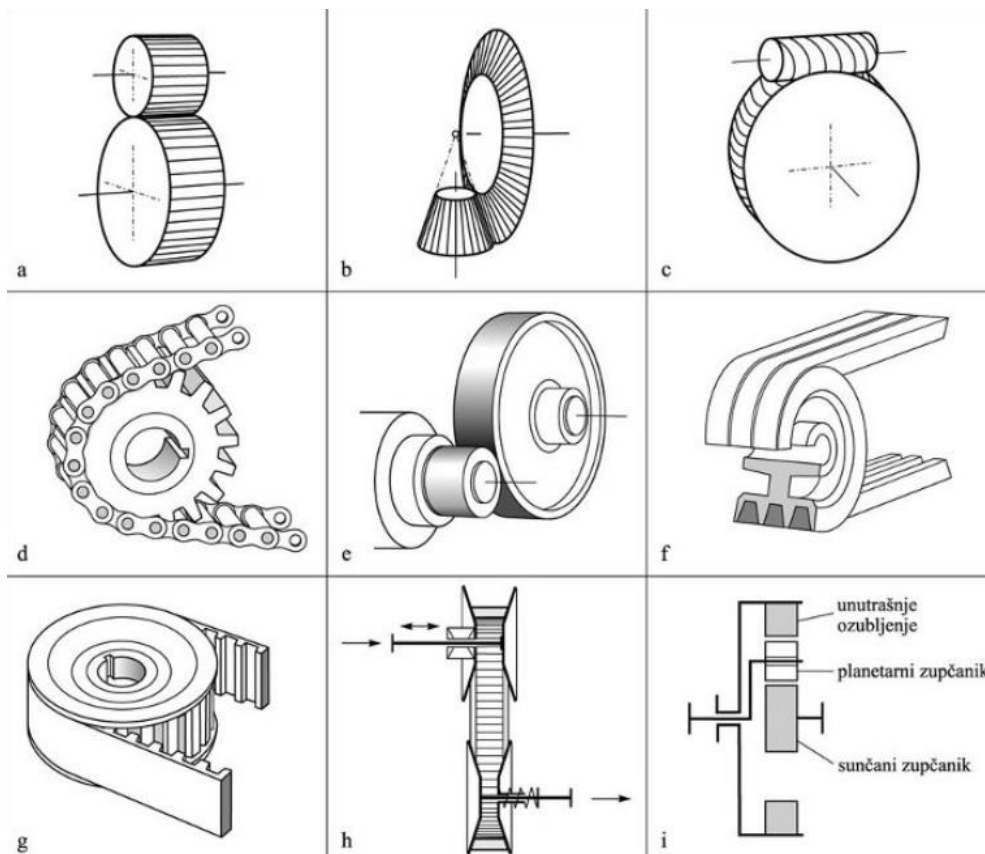
Prijenosnici se koriste [2]:

- kao reduktori - kada je za potrebe radnog stroja brzina rotacije izlaznog vratila pogonskog stroja prevelika
- kao multiplikatori - kada je za potrebe radnog stroja brzina rotacije izlaznog vratila pogonskog stroja premala
- kada osi rotacije izlaznog vratila pogonskog stroja i ulaznog vratila radnog stroja nisu kolinearne
- kada je smjer rotacije izlaznog vratila pogonskog stroja suprotan od potrebnog smjera rotacije ulaznog vratila radnog stroja
- kada je za jedan radni stroj potrebno koristiti više pogonskih strojeva
- kada se jedan pogonski stroj koristi kao pogon za više radnih strojeva

2.1. Mehanički prijenosnici

Mehanički prijenosnici su mehanizmi koji služe za prijenos i pretvorbu snage ili gibanja s pogonskoga na gonjeni dio nekog stroja, sa ili bez prilagodbe karakteristika izlaza pogonskog stroja potrebama ulaza radnog stroja pomoću mehaničkog sklopa. Najvažniji oblici mehaničkih prijenosnika su tarni, remenski, lančani, zupčasti te vijčani prijenosnici. Svaki od tih oblika mehaničkog prijenosa ima svoje prednosti i nedostatke. Mehatronika je nezamisliva bez mehaničkih prijenosnika, te ih zato susrećemo na svakom koraku [1, 2].

S pogonskoga na gonjeni član sila se može prenositi njihovim posebnim oblikom tj. zahvatom elemenata prijenosa (zupčasti, zupčasti remenski, lančani prijenos, vijčani prijenos) ili trenjem između elemenata prijenosa (tarni, remenski prijenos). Prijenos između pogonskog i gonjenog člana može biti s neposrednim i posrednim dodirom elemenata prijenosa [1].



Slika 2.1. Najčešći oblici mehaničkih prijenosnika, a) zupčasti čeon; b) zupčasti stožnički; c) pužni i vijčani; d) lančani; e) tarni; f) klinasti remen; g) zupčasti remen; h) remenski varijacijski; i) planetarni [3]

2.2. Glavna obilježja (veličine) mehaničkih prijenosnika

Glavna obilježja (veličine) mehaničkih prijenosnika su prijenosni omjer i funkcija položaja. Različitom promjerom članova prijenosa postižu se njihove različite brzine vrtnje ili prijenosa. Zbog toga je glavno obilježje mehaničkog prijenosa kružnog gibanja - prijenosni omjer, tj. omjer brzine rotacije (broja okretaja) pogonskoga i gonjenoga člana [3].

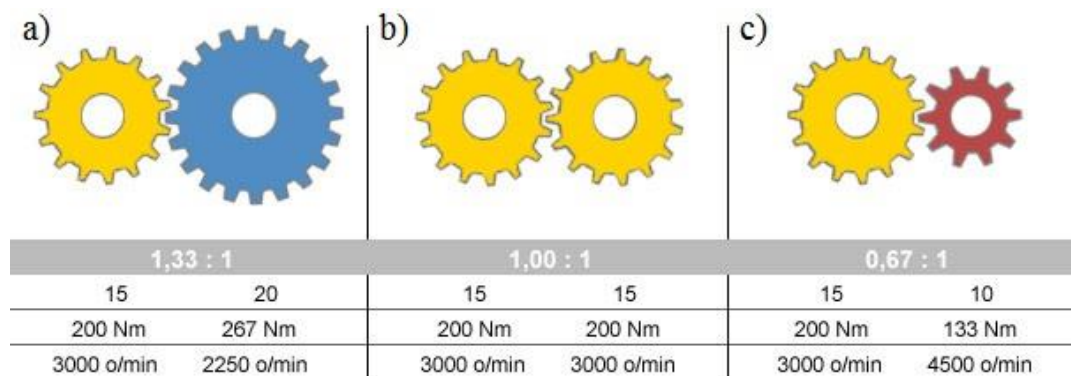
Prijenosni omjer (i) je karakteristika prijenosnika koja pokazuje u kojem se omjeru mijenja veličina koju prenosimo (kutna brzina, pomak ili sila). Kod prijenosnika kružnog gibanja prijenosni omjer predstavlja odnos između kutne brzine gibanja pogonskog i izvršnog elementa prijenosa. Prijenosni omjer je vrlo važan kod tarnih, zupčastih, remenskih, užnih i lančanih prijenosnika [1].

Prijenosni omjer se izračunava izrazom (2.1):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.1)$$

Gdje je: ω_1 , rad/s – kutna brzina; ω_2 , rad/s – kutna brzina gonjenog člana; n_1 , min⁻¹ – broj okretaja pogonskog člana; n_2 , min⁻¹ – broj okretaja gonjenog člana

Rezultat danog izraza pokazuje koliko iznosi faktor smanjivanja (redukcije) ili povećanja (multiplikacije) ulazne kutne brzine. Ako je dobiveni omjer veći od jedan ($i > 1$), brzina vrtnje stroja se smanjuje, a radni moment, odnosno sila povećava, te se prijenosnik tada naziva reduktor. Kada je prijenosni omjer manji od jedan ($i < 1$), tada se suprotno djelovanju reduktora, brzina vrtnje stroja povećava, a moment se smanjuje i tada se prijenosnik naziva multiplikator. Slika 2.2. jednostavnim primjerom prikazuje način funkcioniranja reduktora i multiplikatora te slučaj kada je prijenos direktan - nema promjene momenta ili brzine rotacije. Ako se prijenosni omjer može mijenjati, tada se prijenosnik naziva mjenjač brzine [3].



Slika 2.2. Prijenosni omjer kod para zupčanika gdje je lijevi pogonski, a desni gonjeni zupčanik, a) reduktor; b) prijenosni omjer 1:1; c) multiplikator [4]

Prijenosnike s obzirom na mogućnost promjene prijenosnog omjera možemo podijeliti na prijenosnike s konstantnim prijenosnim omjerom kod kojih je prijenosni omjer nepromjenjiv, te na prijenosnike s promjenjivim prijenosnim omjerom kod kojih promjena omjera može biti kontinuirana ili stupnjevita te vremenski ili stalno promjenjiva [2].

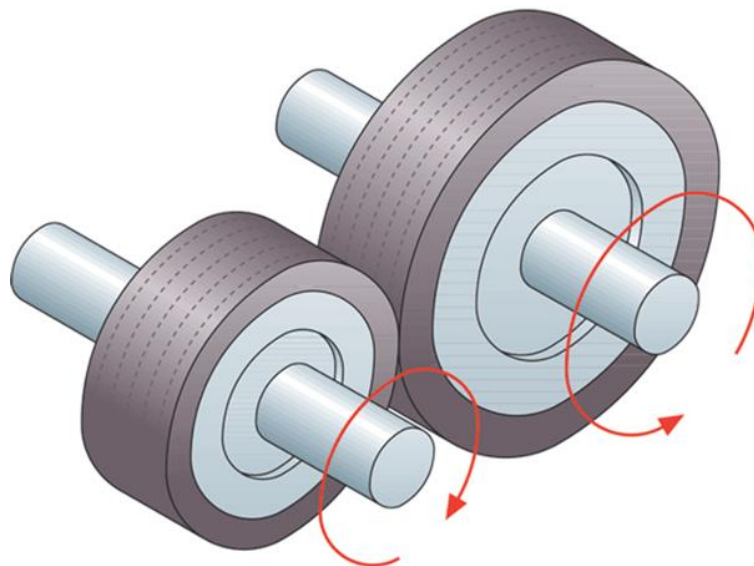
Funkcija položaja prijenosnika (f_p) je važna kod vijčanih, pužnih i krivoljnih prijenosnika gdje imamo pravocrtne i kutne pomake. Ona pokazuje koliko se u zadanom vremenu pomakne izvršni član u odnosu na pogonski. Kod pravocrtnih gibanja pomak izvršnog člana (Δl_2) je funkcija pravocrtnog pomaka pogonskog člana (Δl_1) u određenom vremenu (t). Funkcija izgleda ovako: $\Delta l_2 = f[\Delta l_1(t)]$. Kod kružnog gibanja članova, pomak izvršnog člana (φ_2) u funkciji pomaka pogonskog člana (φ_1) u vremenu (t). Funkcija tada izgleda ovako: $\Delta \varphi_2 = f[\Delta \varphi_1(t)]$ [1].

3. TARNI PRIJENOSNICI

Tarni prijenosnici su prijenosnici s neposrednim dodirnom površinom tarnih tijela čiji se rad zasniva na prijenosu obodne sile trenjem između dodirnih površina dviju ili više tarenica. Usljed trenja, tarenice koje su pritisnute jedna uz drugu dovoljnom silom, prenose okretni moment s pogonskog vratila na gonjeno vratilo. Pri tome je smjer okretanja tareničkog para suprotan. Tarni prijenosnici su najjednostavniji oblik mehaničkih prijenosnika [1, 2].

Najjednostavniji tarni prijenosnik se sastoji od dvije cilindrične tarenice. Tarenice su elementi tarnih prijenosnika koji su zaduženi za stvaranje sile trenja koja je potrebna za prijenos gibanja i snage. Najčešće su izvedene u obliku valjaka [1].

S obzirom da tarni prijenosi ovise o trenju dodirnih površina tarenica da bi funkcionirali, kod njih može doći do proklizavanja i puzanja. Trenje ovisi o izboru materijala od kojega su tarenice izrađene ili kojim su obložene, te o međusobnom pritisku tarenica. Iskoristivost tarnih prijenosnika iznosi $\eta = 0,85 - 0,95$ [5].



Slika 3.1. Prikaz rada jednostavnog tarnog prijenosnika sa dvije tarenice [6]

Tarni prijenosnici se izvode s paralelnim i ukrštenim osima. U slučaju sparivanja tvrdog i mekog ili korištenja mekih materijala - dimenzije, sile na ležaje, klizanje i stupanj iskorištenosti su manji nego kod remenskog prijenosa. Istodobno su osni razmak, težina i cijena manji od remenskog. Kod tvrdog sparivanja pojavljuje se buka, a potrebno je i podmazivanje prijenosnika [7].

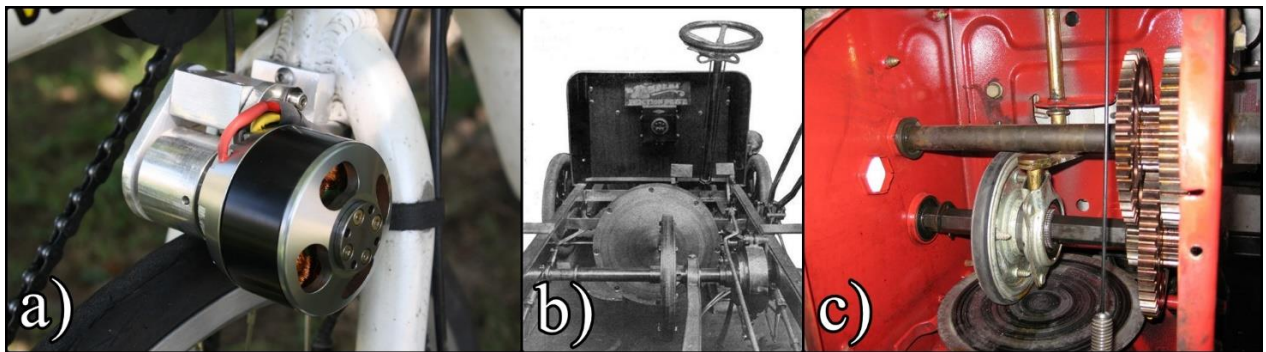
Prednosti primjene tarnih prijenosnika [1]:

- jednostavni i jeftini
- jeftino održavanje
- nemaju posrednih elemenata
- moguće postići velike prijenosne omjere
- miran i tih rad
- mali osni razmak

Nedostaci tarnih prijenosnika [1]:

- mali stupanj iskoristivosti
- veliko opterećenje na vratila i ležajeve
- mogućnost proklizavanja tarenica
- zagrijavanje i trošenje tarnih površina tarenica
- puzanje materijala

Nekada su se tarni prijenosnici više koristili, čak i kod pogona automobila. Danas se uglavnom koriste za manje okretne momente i manje prijenosne omjere, kod obradnih, alatnih i građevinskih strojeva, kod pogona bicikala, kod nekih traktorskih kosilica te u pisačima, ploterima, fotokopirnim uređajima, kasetofonima, šivaćim strojevima, magnetofonima i drugdje. Tarenicama se mogu smatrati i kotači šinskih i cestovnih vozila, valjci u valjaonicama i drugo [1].



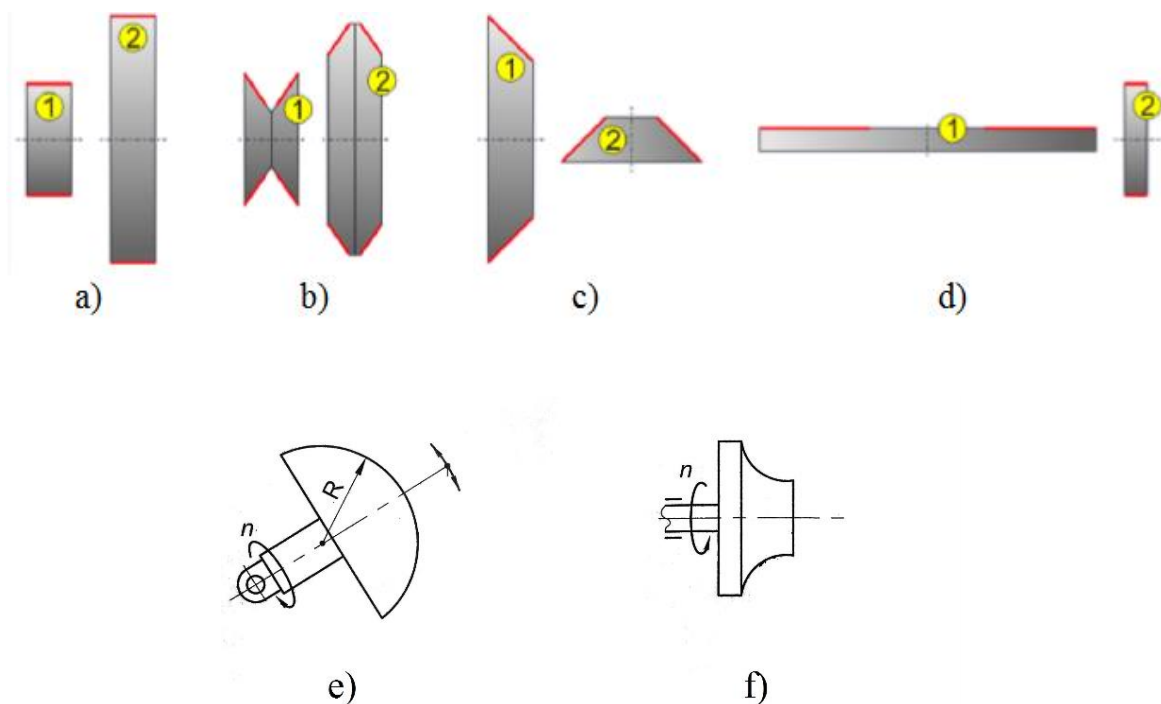
Slika 3.2. Primjeri korištenja tarnog prijenosnika, a) pogon bicikla; b) pogon automobila iz 1906.g.;
c) pogon kosilice [8, 9, 10]

3.1. Vrste tarnih prijenosnika

Tarne prijenosnike kao i sve druge prijenosnike možemo podijeliti prema više značajki. Dijelimo ih prema obliku obodnih površina tarenica, uzajamnom položaju prijenosnika te prema mogućnosti mijenjanja prijenosnog omjera. Kod korištenja tarnih prijenosnika važan je i oblik samih tarenica. Oblici tarenica su vidljivi na slici 3.3.

Prema obliku obodnih površina tarenica dijele se na [1, 2]:

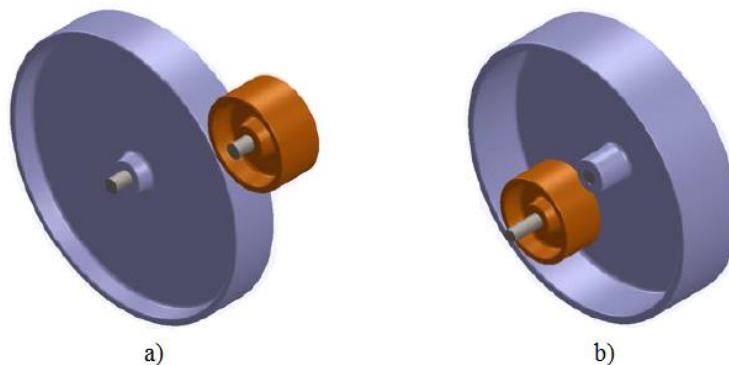
- valjkaste
- klinaste
- stožaste
- pločaste ili tanjuraste
- kuglaste
- globoidne



Slika 3.3. Oblici tarenica kod tarnih prijenosnika, a) valjkaste; b) klinaste; c) stožaste; d) pločaste; e) kuglasta; f) globoidna [1, 2]

Valjkaste tarenice se najčešće upotrebljavaju za prijenos okretnog momenta kod paralelnih vratila. Da bi se postiglo trenje dostatno za prijenos, tarenice se međusobno tlače oprugom, polugom, utegom ili na neki drugi način gdje se tlak može regulirati [2, 11].

Prema međusobnom položaju tarenica, valjkasti tarni prijenosnici se mogu podijeliti na vanjske i unutarnje tarne prijenosnike (Slika 3.4.). Izvedba vanjskog tarnog prijenosnika je jednostavnija i češće upotrebljavana, dok je izvedba unutarnjeg tarnog prijenosnika kompaktnija i korisnija kada želimo postići veliki prijenosni omjer [2].



Slika 3.4. Izvedbe valjkastih tarnih prijenosnika s obzirom na međusobni položaj, a) vanjski tarni prijenosnik; b) unutarnji tarni prijenosnik [2]

Klinaste tarenice se koriste tamo gdje je treba prenositi veće obodne sile, a uz to smanjiti opterećenje ležajeva i savijanje vratila. Uglavnom služe kao privremeni pogon zbog česte pojave klizanja i trošenja materijala. Kod klinastih tarenica opterećenje je smanjeno jer se pritisak na vratilu podijeli po bokovima klina. Kutovi bokova klinaste tarenice obično iznose između 30° i 40° . Za prijenos većih momenata tarenice najčešće imaju više žljebova (3 do 5) jer jedan nije dovoljan za prijenos snage [2, 12].

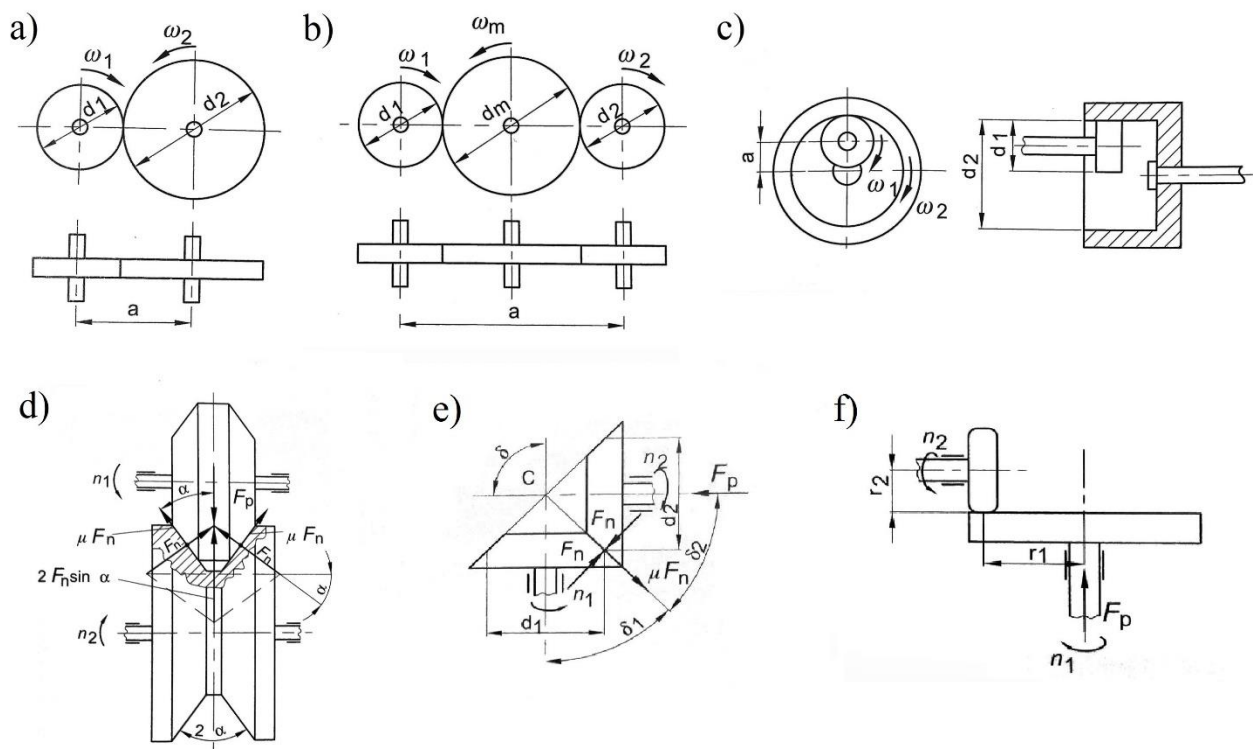
Stožaste tarenice se koriste kod prijenosnika s vratilima pod različitim kutovima (najčešće pod kutom od 90°). Kod stožastih tarenica moguća su dva oblika zahvata: linijski i točkasti. Nedostatak im je veliko opterećenje ležajeva i opterećenje vratila na savijanje [12].

Pločasta/tanjurasta tarenica upotrebljava se za mimoilazne osi. Koristi se u kombinaciji sa valjkastom tarenicom [12].

Tarne prijenosnike se još može podijeliti i prema njihovoj zadaći [1]:

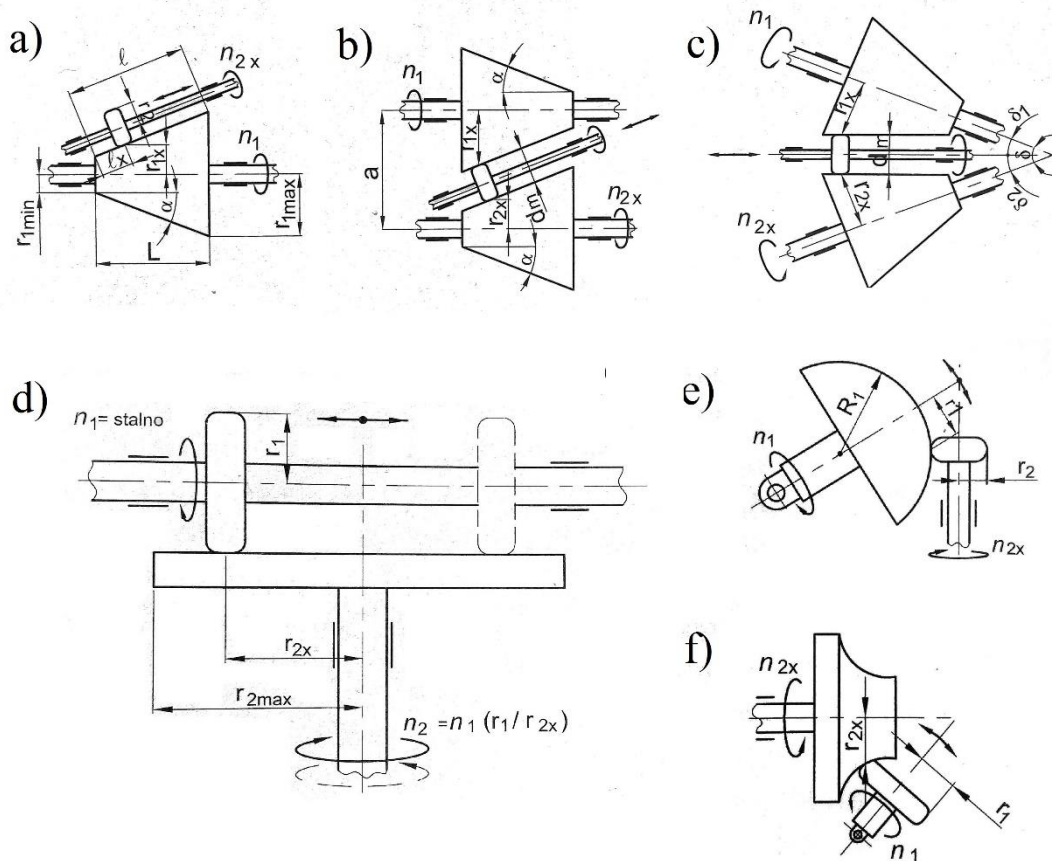
- tarni prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom ($i = \text{konstantan}$),
- tarni prijenosnici promjenjivog prijenosnog omjera,
- tarni prijenosnici za promjenu smjera vrtnje,
- tarni prijenosnici za pretvorbu kružnoga gibanja u pravocrtno.

Tarni prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom - primjenjuju za prijenos između usporednih osi, osi koje se križaju i osi koje se mimoilaze. Kod konstantnog omjera se koriste tarni prijenosnici sa valjkastim, klinastim, stožastim i pločastim/tanjurastim tarenicama. Valjkaste i klinaste tarenice se primjenjuju za prijenos između usporednih osi, stožaste tarenice za prijenos između osi koje se križaju, a pločaste/tanjuraste za prijenos kod mimoilaznih osi. Tarni prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom su prikazani na slici 3.5. [1].



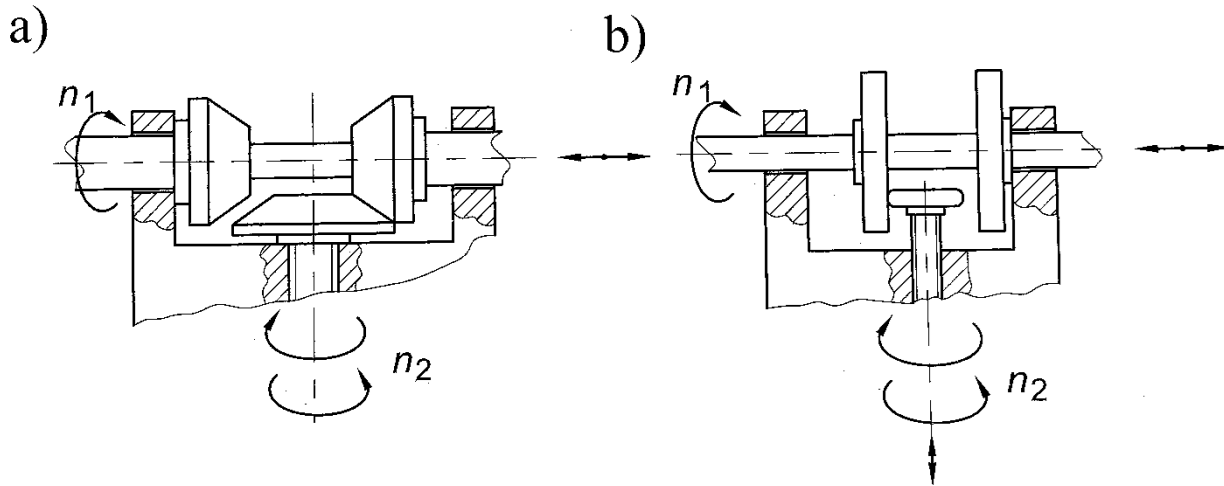
Slika 3.5. Tarni prijenosnici sa konstantnim prijenosnim omjerom (i), a) valjkasti s dvjema tarenicama vanjskog dodira; b) valjkasti s dvjema tarenicama unutarnjeg dodira; c) valjkasti s međutarenicom; d) s klinastim tarenicama; e) sa stožastom tarenicom; f) s tanjurastom tarenicom [1]

Tarni prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom omogućuju promjenu prijenosnog omjera (i) za vrijeme pogona. Promjena prijenosnog omjera je kontinuirana. Ovi prijenosnici imaju jednostavnu i jeftinu konstrukciju. Neke od važnijih izvedbi ovih prijenosnika su prijenosnici sa stožastom tarenicom, s dvjema stožastim tarenicama, s pločastom/tanjurastom tarenicom, s kuglastom tarenicom, s jednom ili dvjema globoidnim tarenicama te s punom i šupljom stožastom tarenicom. Kod izbora tarenica u ovim prijenosnicima važno je su tarenice od materijala koji je što otporniji na tangencijalno puzanje, da ima što manja naprezanja i materijala kod kojeg nije potreban veliki pritisak da bi prenosio moment. Neki od tarnih prijenosnika sa promjenjivim omjerom su prikazani na slici 3.6. [1, 5].



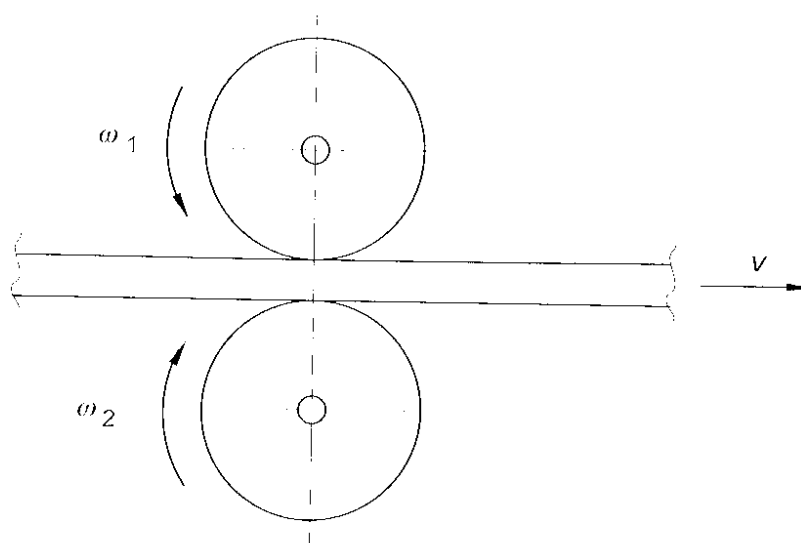
Slika 3.6. Tarni prijenosnici za promjenu prijenosnog omjera, a) s jednom stožastom tarenicom; b) s dvjema stožastim tarenicama usporednih osi; c) s dvjema stožastim tarenicama čije se osi križaju pod kutem; d) s tanjurastom tarenicom; e) s kuglastom tarenicom; f) s globoidnom tarenicom [1]

Tarni prijenosnici za promjenu smjera vrtnje omogućuju gonjenome vratilu dva različita smjera vrtnje. Mogu biti izvedeni kao prijenos sa konstantnim ili sa promjenjivim prijenosnim omjerom. Na slici 3.7. su prikazani prijenosnici za brzu promjenu smjera [1].



Slika 3.7. Tarni prijenosnici za brzu promjenu smjera, a) sa stožastim tarenicama za brzu promjenu smjera uz konstantan prijenosni omjer; b) sa dvjema tanjurastim tarenicama za brzu promjenu smjera i promjenu prijenosnog omjera [1]

Tarni prijenosnik za pretvorbu vrtnje u pravocrtno gibanje se sastoji od dviju valjkastih tarenica koje se vrte u suprotnome smjeru. Između tarenica se stavlja element kojega će tarenice pravocrtno pomicati. Na slici 3.8. je prikazan takav prijenosnik [1].



Slika 3.8. Tarni prijenosnik za pretvorbu kružnog u translacijsko gibanje [1]

3.2. Materijali za izradu tarenica

Tarenice se izrađuju od materijala s velikim koeficijentom trenja te dobrom otpornošću na trošenje i puzanje tarne površine. Tu spadaju razni metali i nemetali koji se često kombiniraju. Tako su moguće kombinacije za tarenice: metal/metal, nemetal/nemetal i metal/nemetal. Tarenice mogu biti u potpunosti izrađene od jednog materijala ili se na tijelo tarenice stavlja obloga od nekog određenog materijala velikog koeficijenta trenja. Neki od najvažnijih materijala za tarenice su razni čelici, sivi lijev, guma te razni polimerni materijali. Koriste se i materijali poput kože i papirne ljepenke kao obloge tarenica [1].

Tarenice od metala - Kod tarenica od metala (čelik/čelik) se zbog niskih koeficijenata trenja javlja potreba za velikim međusobnim pritiscima tarenica kako bi došlo do prijenosa okretnog momenta, što dovodi do visokih opterećenja ležajeva vratila. Omogućavaju prienos velikih snaga uz male gubitke i dug vijek trajanja zbog male hrapavosti i visoke tvrdoće površina tarenica. Najčešće se koriste za izradu tareničkih prijenosnika s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera. Kod malih diferencijalnih puzanja tarenice rade na suho, s pri višim diferencijalnim puzanjima tarenice se podmazuju uljem. Kao materijal se najčešće koristi kaljeni čelik sa HRC = 60 [5].

Sivi lijev – Kod tarenica od sivog lijeva dopušteni pritisci su manji od dopuštenih pritisaka za čelike. Koriste se za izradu velikih tarenica ili tarenica kompliciranih oblika. Najčešće se koriste u kombinaciji s gumom ili prešanom plastičnom masom. Tarenice od sivog lijeva rade na suho [5].

Guma – Tarenice od gume sparene s čelikom ili sivim lijevom imaju vrlo visok koeficijent trenja zbog čega za postizanje dovoljno velikih sila trenja pritisci mogu biti niski. Međutim tarenice od gume se zbog velikih deformacija jako zagrijavaju te je pritisak ograničen maksimalnom dozvoljenom radnom temperaturom gume koja se kreće od 60 do 70 °C. Guma koja se upotrebljava u izradi tarenica tvrdoće je 80 do 90 Shorea, i mora biti otporna na trošenje te postojana prema temperaturi i starenju. Tarenički parovi guma/čelik i guma/sivi lijev rade vrlo tiho ali je zbog malog dozvoljenog pritiska za gumu veličina prenesene snage u prilično ograničena [5].

Za materijale tarenica koriste se i plastični materijali, te laminati prešanog drveta koji su spareni sa tarenicama od čelika ili sivog lijeva. Takve tarenice se upotrebljavaju kod tarnih prijenosnika s konstantnim prijenosnim omjerom, te kod nekih izvedbi tarnih prijenosnika s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera [5].

Pri odabiru materijala za tarenice treba težiti tvrdim materijalima, jer visoke temperature imaju loš utjecaj na mekane materijale. Obloge se na tarenice pričvršćuju vijcima, zakivanjem, vulkaniziranjem, lijepljenjem ili prešanjem. Prekomjerno zagrijavanje tarenica može biti uzrok raspadanju obloga što na kraju dovodi do smanjenog funkcioniranja ili do prestanka funkcioniranja tarnog prijenosnika [11].

Sparivanje materijala	E , N/mm ²	p_{Hdop} , N/mm ²	μ	W_T , Nmm/mm ³	podmazivanje
guma/čelik ili guma/sivi lijev	40	1,2	0,8	$17 \cdot 10^7$	bez
plastična masa / čelik ili sivi lijev	8000	53	0,4	$1 \cdot 10^7$	bez
kaljeni čelik/kaljeni čelik	210000	1000	$0,2/\sqrt[3]{\rho}$	$625 \cdot 10^7$	ulje

Tablica 3.1. Svojstva tarenica kod sparivanja materijala [5]

3.3. Osnove proračuna tarnih prijenosnika

Osnove proračuna odrađene su prema literaturi [5].

Najveći prijenosni omjer za tarne prijenosnike je $i_{max} = 25$, ali se u praksi ne preporučuje prelaženje vrijednosti preko 20 [1]. Prijenosni omjer tarnog prijenosnika iznosi:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (3.1)$$

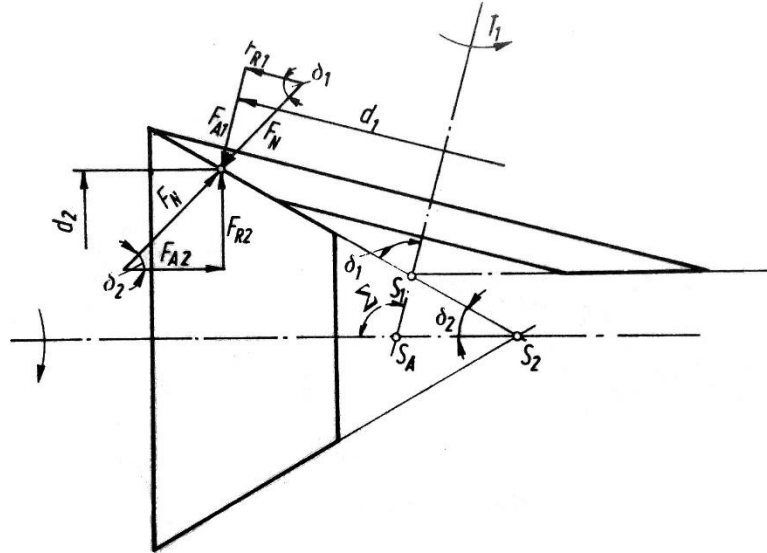
gdje je: ω_1 , rad/s – kutna brzina pogonske tarenice; ω_2 , rad/s – kutna brzina gonjene tarenice; d_1 , m – promjer pogonske tarenice; d_2 , m – promjer gonjene remenice.

Da bi došlo do prijenosa momenta s jedne tarenice na drugu mora biti dovoljno trenja. Tarenice se tlače međusobno silom F_N . Obodna sila F_t koju je moguće prenijeti ovisi o normalnoj sili F_N te koeficijentu trenja μ kao što je prikazano izrazom (3.3).

$$F_t = \eta * F_N * \mu \quad (3.2)$$

$$F_N = \frac{F_t}{\eta * \mu} = \frac{2T_1}{d_1 * \eta * \mu} \quad (3.3)$$

gdje je: η – stupanj iskorištenja ($\eta = 0,75$ do $0,8$); μ – koeficijent trenja; T_1 , Nm – okretni moment; d_1 , m – srednji promjer pogonske tarenice.



Slika 3.9. Komponente sila pritiska tarenica [5]

Sila pritiska tarenica se razlaže na komponente– radijalne i aksijalne sile, koje opterećuju ležajeve kao što je prikazano na slici 3.9. Veličina tih sila računa se sljedećim izrazima:

$$F_{A1} = F_N * \sin\delta_1 \quad F_{A2} = F_N * \cos\delta_2 \quad (3.4)$$

$$F_{R1} = F_N * \cos\delta_1 \quad F_{R2} = F_N * \sin\delta_2 \quad (3.5)$$

gdje je: F_N , N – normalna sila; F_{A1} , F_{A2} , N – aksijalne komponente sile F_N ; F_{R1} , F_{R2} , N – radijalne komponente sile F_N ; δ_1 , δ_2 , ° – kutovi koje zatvaraju izvodnice stožaca i osi vrtnje.

Sila pritiska kod ožljebljenih tarenica računa se izrazom (3.6).

$$F_A = F'_N * \sin\alpha/2 \quad (3.6)$$

gdje je: F_A , N – sila pritiska tarenica; F'_N , N – komponenta sile pritiska koja djeluje na bokove žlijeba.

Na mjestu dodira tarenica tijekom prijenosa djelovanjem opterećenja dolazi do kontaktnog naprezanja materijala tarenica. Ta kontaktna naprezanja računaju se po Hertzovoj jednadžbi (3.7):

$$p_h = 0,42 \sqrt{\frac{F_N * E}{\varrho * l_D}} \leq p_{Ddop} \quad (3.7)$$

gdje je: p_h , N/mm² – maksimalna kontaktna naprezanja površine dodira; p_{Ddop} , N/mm² – dopuštene vrijednosti dinamičke izdržljivosti kontaktnih naprezanja materijala tarenica; F_N , N – sila međusobnog pritiska tarenica; E , N/mm – relativni modul elastičnosti; l_D , mm – duljina deformirane dodirne površine; ϱ , mm – relativni polumjer zakrivljenja tarenica u presjeku okomitom na liniju dodira.

Relativni polumjer zakrivljenja tarenica računa se prema izrazu (3.8):

$$\varrho = \frac{1}{1/\varrho_1 + 1/\varrho_2} \quad (3.8)$$

Polumjeri zakrivljenja dopunskih stožaca $\varrho_1 = \frac{r_{O1}}{\sin\delta_1}$, $\varrho_2 = \frac{r_{O2}}{\sin\delta_2}$ (3.9)

gdje je: ϱ , mm – relativni polumjer zakrivljenja tarenica; ϱ_1 , ϱ_2 , mm - polumjeri zakrivljenja dopunskih stožaca; δ_1 , δ_2 , ° – kutovi izvodnica dodirnih stožaca i osi vrtnje (za valjak δ_1 , $\delta_2=0^\circ$, ako je jedna tarenica valjak a druga kružna ploča $\delta_1=0^\circ$, $\delta_2=180^\circ$).

Relativni modul elastičnosti računa se prema izrazu (3.10) :

$$E = 2 \frac{E_1 * E_2}{E_1 + E_2} \quad (3.10)$$

gdje je: E , N/mm² – modul elastičnosti; E_1 , E_2 , N/mm² – moduli elastičnosti pojedinih tarenica.

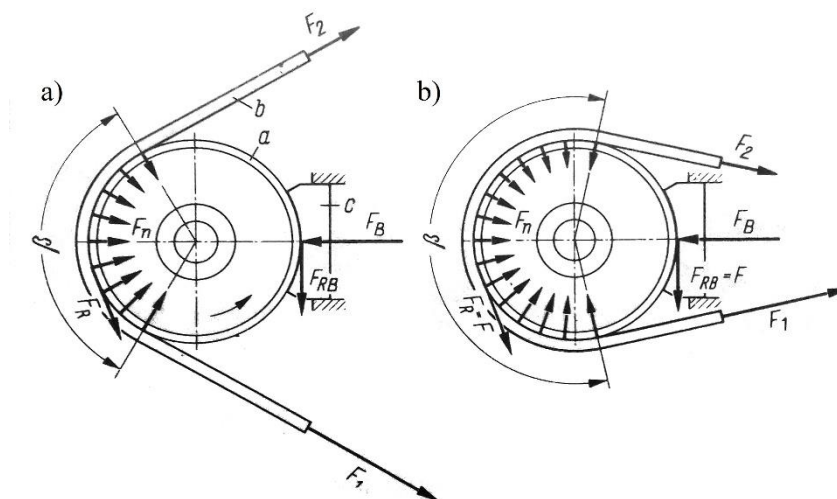
Pogonska snaga tarnog prijenosnika dana je izrazom (3.11):

$$P_1 = F_t * v_1 = \eta * F_N * \mu * r_{O1} * \omega_1 \quad (3.11)$$

gdje je: P_1 , W – dovedena snaga; F_t , N – obodna sila; v_1 , m/s – obodna brzina tarenice; η – stupanj iskorištenja; F_N , N – normalna sila; μ – koeficijent trenja; r_{O1} , m – polumjer pogonske tarenice; ω_1 , rad/s – kutna brzina pogonske tarenice.

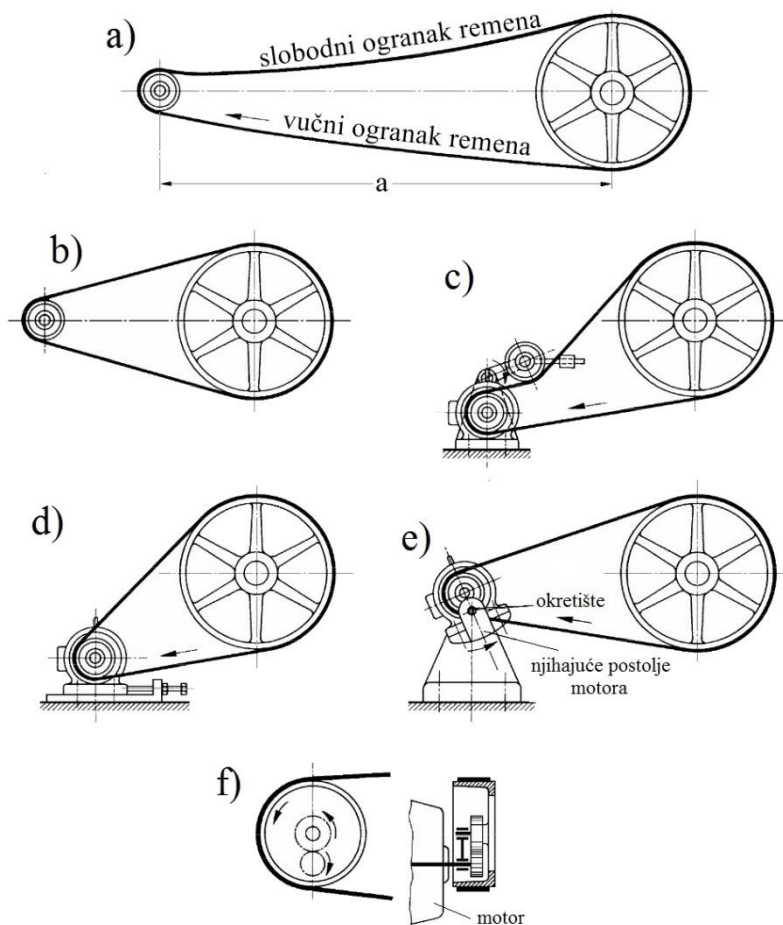
4. REMENSKI PRIJENOSNICI

Remenski prijenosnici su posredni prijenosnici gibanja koji prijenos ostvaruju trenjem kod plosnatog i klinastog remena, te zahvatom kod zupčastog remena. Služe za prijenos sile i okretnog gibanja između vratila, pogotovo kod većeg razmaka osi vratila. Osnovni dijelovi svakog remenskog prijenosnika su remen i remenice. Najjednostavniji remenski prijenosnik se sastoji od plosnatoga remena i dvije remenice. Remenski prijenos je elastičan pa radi gipkije od lančanog i zupčastog prijenosa. Prijenosni omjer kod remenskog prijenosa se nikada ne može točno odrediti zbog elastičnog puzanja remena koje se javlja pri stezanju i rastezanju tijekom prijenosa. Kod remenskog prijenosa nije poželjan preveliki omjer promjera elemenata za prijenos jer je tada obuhvatni kut premali, a što dovodi do smanjenja sile trenja. Obuhvatni kut odgovara luku kojim remen obuhvaća remenicu kao što je prikazano na slici 4.1. [1].



Slika 4.1. Djelovanje remena na remenicu, a) mali obuhvatni kut; b) veliki obuhvatni kut [5]

Dio remena između dvije remenice remenskog prijenosa koji vuče naziva se vučni ogranak, a drugi, povratni - slobodni ogranak remena. Kako bi se osigurala dovoljna sila trenja i time dobro prijanjanje remena potrebno za prijenos snage, kod remenskog prijenosa je bitna stavka predzatezanje. Predzatezanjem se povećava obuhvatni kut, a time i sila trenja. Predzatezanje remenskog prijenosa se može vršiti: vlastitom težinom remena, elastičnom deformacijom remena, zatezanjem remena, zateznom remenicom te samozateznim uređajima kao što prikazuje slika 4.2. [1, 5].



Slika 4.2. Sistemi zatezanja pogonskog remena, a) vlastitom težinom remena; b) navlačenjem remena predzatezanjem; c) zateznom remenicom; d) pomicanjem motora pomoću priteznice; e) momentom izazvanog težinom motora; f) pomoću obodne sile zupčanog prijenosnika [5]

Zatezanje vlastitom težinom (slika 4.2.a) radi tako da remen zbog provjesa svojom težinom stvara komponente sile u uzdužnom smjeru remena. Da bi taj način predzatezanja funkcionirao remen mora biti dovoljno dugačak, a razmak vratila $a \geq 5\text{m}$, te vučni ogranak mora biti na donjoj strani kako bi se obuhvatni kut povećao [5].

Zatezanje deformacijom remena (slika 4.2.b) funkcionira tako da je duljina remena prije ugradnje manja od pogonske duljine. Remen se rasteže, a time i predzateže pri navlačenju [5].

Zatezanje remenicom koja djelovanjem utega ili opruge tlači povratni slobodni ogranak remena (slika 4.2.c) [5].

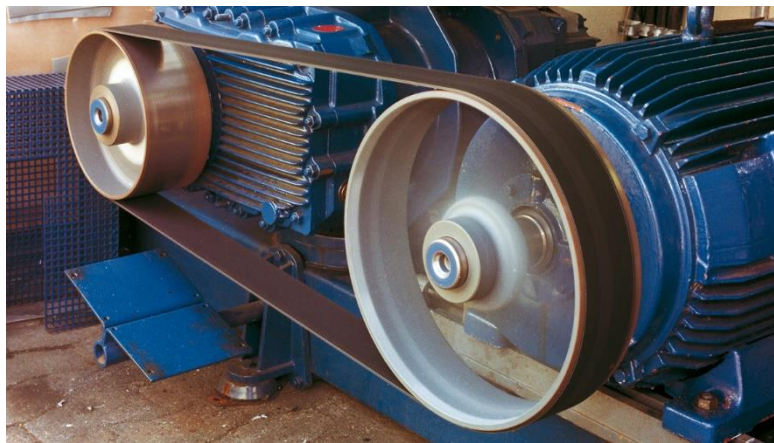
Zatezanje samozateznim uređajima (slika 4.2.e i 4.2.f) funkcionira tako da se pod reaktivnim silama okretanja remena zakreće postolje motora ili poluga čime dolazi do predzatezanja [5].

4.1. Vrste remenskih prijenosnika

Remenske prijenosnike možemo podijeliti na prijenosnike sa plosnatim, klinastim i zupčastim remenjem. Plosnati i klinasti remen prijenos izvršavaju pomoću trenja, a zupčasti zahvatom. Danas se najviše upotrebljava zupčasti remen zbog svojih svojstava, ali ipak tamo gdje nije moguća upotreba takvog remena koriste se klinasti ili plosnati remen.

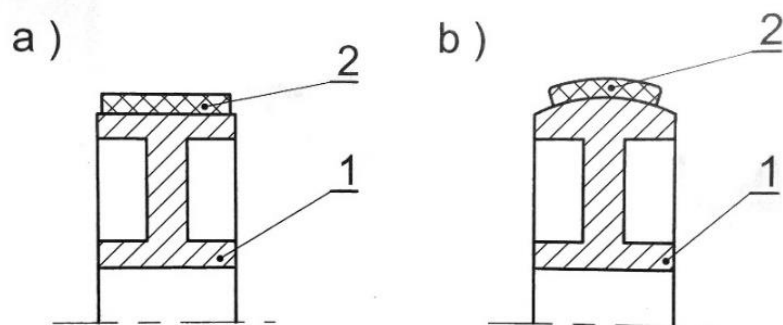
4.1.1. Remenski prijenos plosnatim remenom

Prijenos plosnatim remenom je uobičajen u strojarstvu, iako se danas ne koristi u toj mjeri kao nekada. Plosnati remeni namijenjeni su za prijenos male snage i kod pokretnih traka. Oni su najprikladniji za primjene s manjim remenicama i velikim središnjim udaljenostima. Plosnati remeni mogu spojiti unutarnje i vanjske remenice, te se mogu koristiti i kod zatvorenih i otvorenih remenskih prijenosnika. Imaju visoku učinkovitost prijenosa snage, male troškove i jednostavni su za upotrebu i ugradnju. Mali poprečni presjek plosnatog remena uzrokuje male gubitke zbog savijanja. Zatezanje zbog trenja zahtijeva mali presjek na vanjskoj površini remenice i čini plosnati remen vrlo fleksibilnim, što rezultira zanemarivim gubitkom energije. Plosnati remen ne zahtjeva žljebove na remenicama, čime se smanjuje gubitak energije i nema trošenja remena zbog ulaženja i izlaženja iz utora remenica [13].



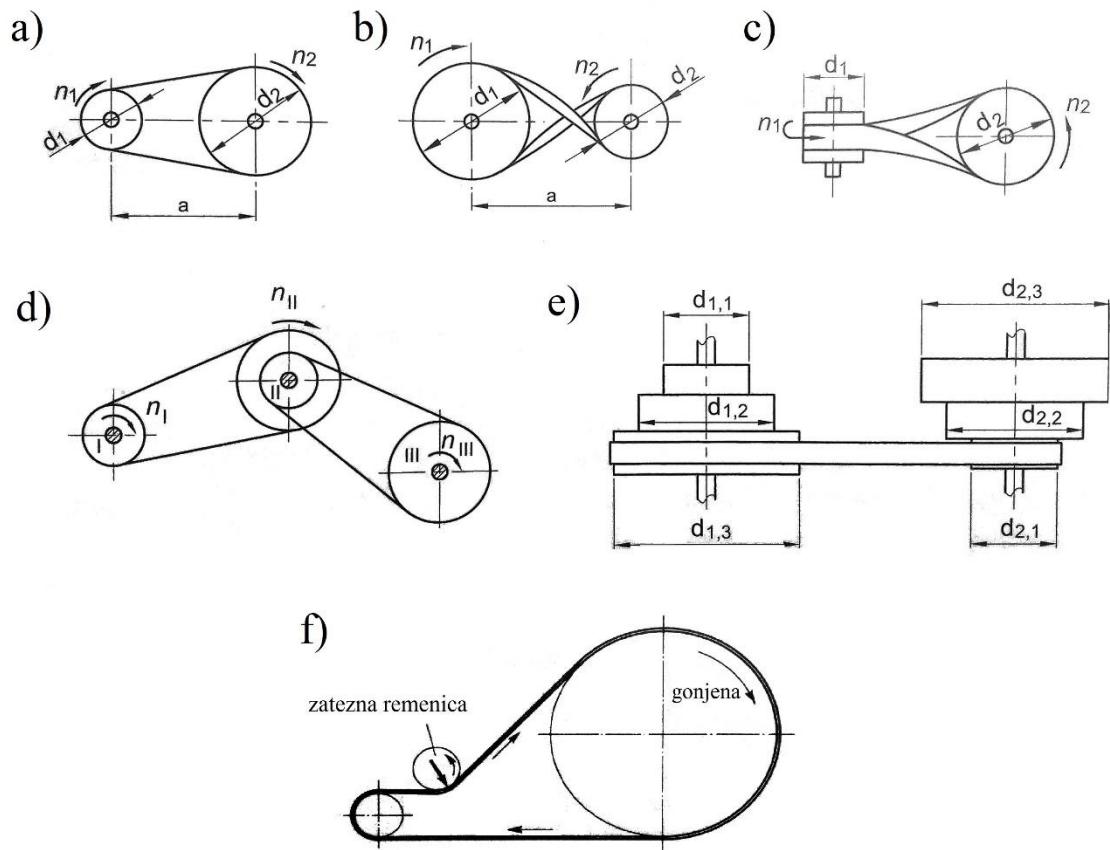
Slika 4.3. Jednostavni prijenos s plosnatim remenom i dvije remenice [14]

Remenice za plosnato remenje mogu biti valjkaste ili stožaste. Najčešće se upotrebljavaju valjkaste remenice koje mogu imati zaobljeni ili plosnati vijenac. Zaobljeni vijenac remenice osigurava bolje priljublivanje remena, ali su skuplji za izradu te se zbog toga primjenjuju kod većih obodnih brzine. Za brzine remena preko 30 m/s obje remenice bi trebale imati zaobljeni vijenac [1].



Slika 4.4. Valjkaste remenice, a) ravni vijenac; b) zaobljeni vijenac; 1 – remenica, 2 – remen [1]

Postoji više vrsta prijenosnika s plosnatim remenom: otvoreni, zatvoreni, križani, polukrižani, složeni, prijenosnik stepenastim remenicama te prijenos zateznom remenicom. Slika 4.5 prikazuje podjelu prijenosnika s plosnatim remenom. Otvoreni prijenosnik je najpogodniji kod vodoravnog položaja vratila. Križani prijenosnik se koristi kada se želi postići manja mogućnost klizanja, veći obuhvatni kut i suprotan smjer okretanja izvršne remenice, ali kod takvog prijenosnika dolazi i do bržeg trošenja remena zbog dodira kliznih površina. Polukrižani prijenosnik se koristi za prijenos kod mimoilaznih osi, obuhvatni kut je većinom veći od 180° i koristi se samo u kombinaciji sa valjkastim remenicama. Složeni prijenosnik remenom je onaj kod kojega postoji više parova remenica. Prijenosnik stepenastim remenicama omogućuje promjenu prijenosnog omjera. Na svakom vratilu ima više remenica različitih promjera, tako da se remen može premještati na različiti par remenica i time promijeniti brzinu vrtnje. Prijenos zateznom remenicom se upotrebljava kod malih razmaka osi i kod velikog prijenosnog omjera. Radi tako da se na povratni ogranak remena stavlja zatezna remenica koja svojom težinom, utezima ili oprugom zateže remen i pritom povećava obuhvatni kut drugih remenica [1, 5].



Slika 4.5. Izvedbe prijenosnika s plosnatim remenom, a) otvoreni; b) križani; c) polukrižani; d) složeni; e) stepenasti (sa tri prijenosna omjera); f) prijenos zateznom remenicom [1, 5]

Prednosti prijenosa plosnatim remenom [1, 5]:

- jednostavni i jeftini
- tih i ugladen rad
- mogu se križati
- prijenos gibanja na velikom razmaku
- remen i remenice su dugotrajni

Nedostaci prijenosa plosnatim remenom [1, 5]:

- potrebno veće predzatezanje kako bi se izbjeglo proklizavanje

- velika opterećenja na ležajeve i vratila zbog većeg predzatezanja
- velika mogućnost klizanja remena s remenice
- proklizavanje
- velika širina remenica zbog centriranja remena

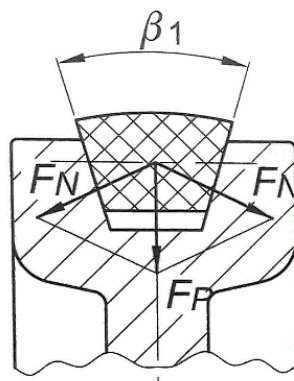
Prijenosnici s plosnatim remenom danas se rjeđe koriste jer su ih iz uporabe istisnuli prijenosnici s klinastim i zupčastim remenom zbog svojih boljih karakteristika. Ipak, klinasti i zupčasti remen se ne mogu križati i kompliciranije su izvedbe pa je zbog toga u nekim pogonima plosnati remen i dalje nezamjenjiv. Danas se koristi većinom kod starijih alatnih, poljoprivrednih i rudarskih strojeva, u pilanama, kao transportna traka, kod pogona ventilatora te u finomehanici u obliku tanke vrpce [1, 5].



Slika 4.6. Primjeri korištenja plosnatog remena, a) završni prijenos starog motocikla; b) prijenos sa elektromotora; c) stepenasti prijenos stroja; d) prijenos pogona s traktora na kombajn [15,16,17,18]

4.1.2. Remenski prijenos klinastim remenom

Prijenos klinastim remenom je danas zastupljeniji od prijenosa plosnatim remenom te ga je gotovo u potpunosti zamijenio jer klinasti remen ima više prednosti od plosnatoga remena. Klinasti remen za istu silu na remenici kao kod plosnatog remena ima gotovo trostruko veću sposobnost prijenosa. Poprečni presjek klinastog remena je trapezoidan. Prijenos klinastim remenom omogućuje velike prijenosne omjere, do $i \leq 10$ kod normalnog klinastog remena te do $i \leq 15$ kod uskoga remena. Klinasti remen se može napinjati promjenom osnovog razmaka remenica ili s pomoću zatezne remenice koja ne mora biti klinasta, jer zatezanje može vršiti i valjkasta remenica ravnoga vijenca [1, 5].

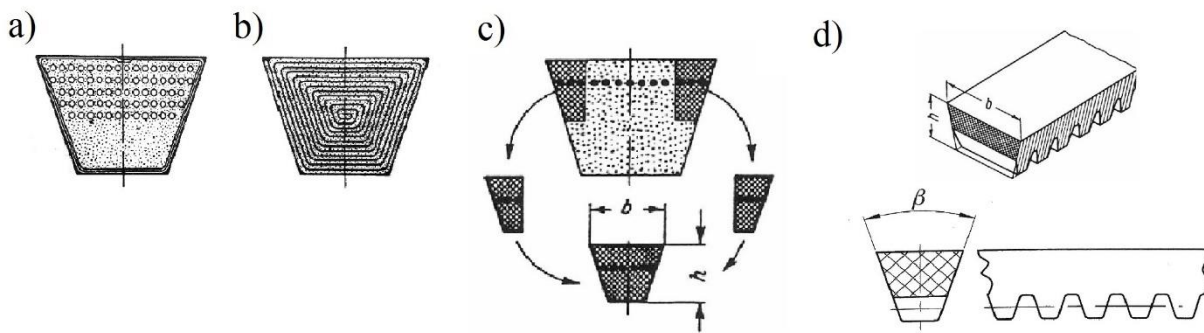


Slika 4.7. Djelovanje sila na klinasti remen [1]

Dimenzije klinastog remena su standardizirane, a izvedbe klinastog remena mogu biti [1]:

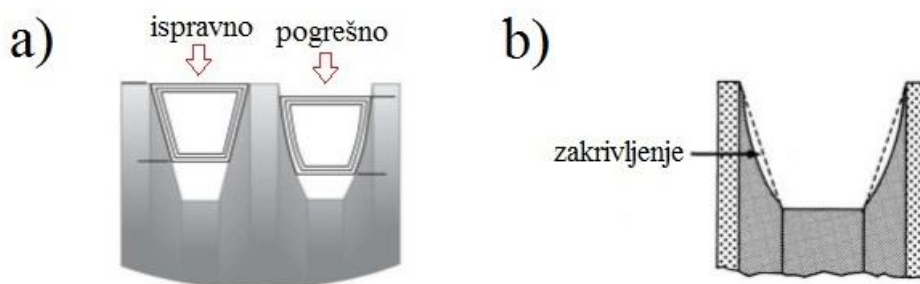
- klinasti beskonačni: 1. normalni široki s $\beta = 34^\circ$, 2. uski s $\beta = 40^\circ \pm 1^\circ$
- klinasti konačne: 1. normalni široki s $\beta = 34^\circ$, 2. uski s $\beta = 40^\circ \pm 1^\circ$
- klinasti beskonačni nazubljeni široki s $\beta = 24^\circ$ do 34°

Normalni klinasti remen sudjeluje samo jednim dijelom svog presjeka u prijenosu snage tako da je konstruiran uski klinasti remen koji ima 1/3 površine presjeka normalnog klinastog remena i svojom površinom u cijelosti sudjeluje u prijenosu. Iz tog razloga je uski klinasti remen potisnuo normalni klinasti remen iz većine upotrebe. Nazubljeni klinasti remen se upotrebljava kod prijenosnika s kontinuiranom promjenom prijenosnog. Nazubljenje pomaže smanjiti naprezanja, osigurava jednoliku podjelu sila te omogućavaju bolje hlađenje remena. Po svom presjeku, klinasti remen može biti beskonačan i konačan [5].

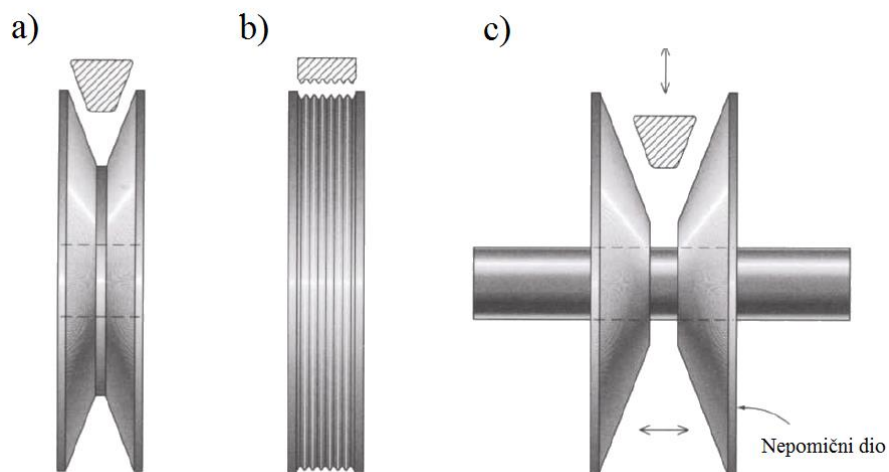


Slika 4.8. Presjeci klinastog remenja, a) beskonačni remen; b) konačni remen; c) nastajanje uskog remena; d) nazubljeni klinasti remen [1, 5]

Remenice za klinasto remenje imaju utore koji su standardizirani kako bi se mogli koristiti s odgovarajućim klinastim remenom. Klinaste remenice mogu imati do 16 klinastih utora na obodu. Obično je kut utora manji za 2 do 3° od kuta remena te remen ne smije dodirivati dno utora. Bočne stranice utora remenice moraju biti čiste, glatke i ne smiju biti istrošene kako bi se remenu produžio vijek trajanja. Ako dođe do trošenja i izobličenja bočnih stranica utora remenice, remen ne nasjeda kako bi trebao te dolazi do klizanja i do trošenja njegovih bočnih stranica (Slika 4.9.). Kod korištenja klinastoga remena izuzetno je važno da remenice budu u ravnini kako bi remen bio ispravno pozicioniran unutar utora. Na slici 4.10. su prikazani najčešći oblici remenica kod prijenosa klinastim remenjem [1, 5].



Slika 4.9. a) Prikaz ispravnog i neispravnog položaja klinastoga remena u utoru remenice; b) zakrivljenje bočnih stranica utora remenice [19]



Slika 4.10. Najčešće vrste remenica kod prijenosa klinastim remenom, a) remenica s jednim utorom; b) remenica s više utora; c) remenica varijatora [20]

Varijator je mehanički prijenosnik za kontinuiranu promjenu prijenosnog omjera (Slika 4.10.c). Sastoji se od dviju remenica kod kojih se promjena brzine vrši promjenom razmaka osi za vrijeme pogona pomoću kliznih vodilica na kojima se nalazi jedna od remenica. Kako se razmak osi mijenja, tako se bočni pritisak remena prilagođava pomicanju remenica zavisno od okretnog momenta. Kod varijatora je uobičajen prijenosni omjer 1:3 [5].

Prednosti prijenosa klinastim remenom [1, 5]:

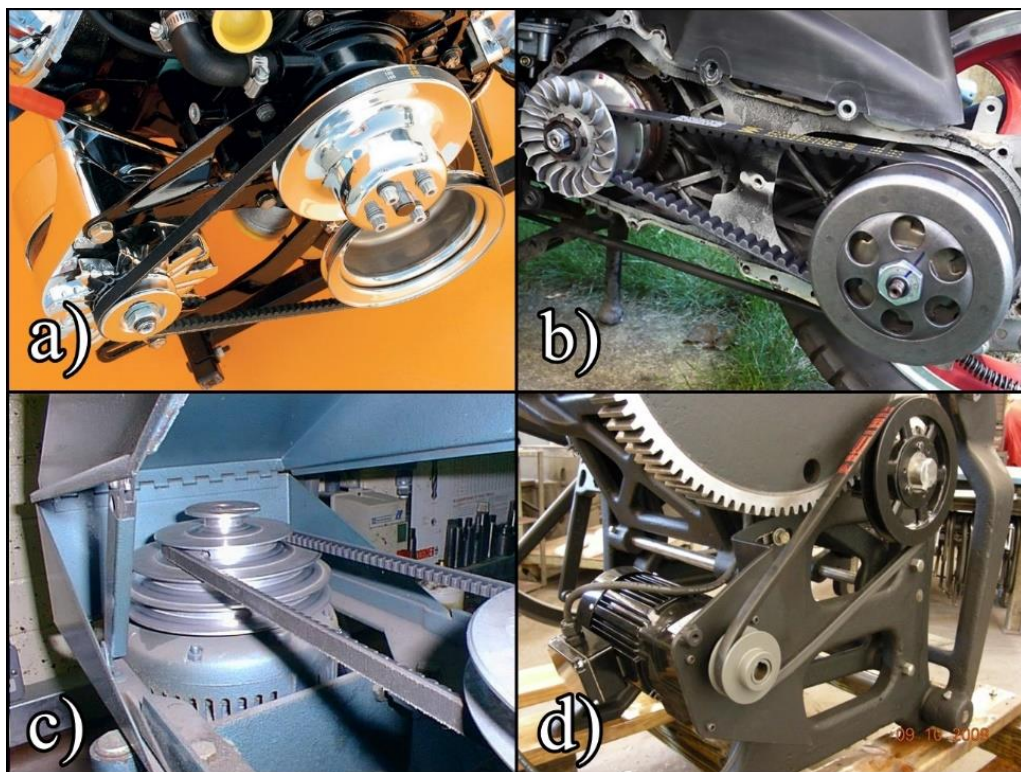
- pogodan za veće snage od plosnatog remena
- veća sposobnost prijenosa od plosnatog remena
- gotovo nema puzanja
- potreban manji prostor
- omogućuju veliki prijenosni omjer jer mogu raditi s malim obuhvatnim kutom
- mogućnost rada više remena paralelno
- manje opterećenje na ležajeve i vratila

Nedostaci prijenosa klinastim remenom [1, 5]:

- ne može se križati

- u prijenosu sa više klinastih remena, kada se jedan istroši moraju se promijeniti svi
- osjetljivost na poravnanje remenica
- osjetljivost na pogrešan odabir remenica

Prijenos klinastim remenom služi većinom za prijenos snage s elektromotora, na pomoćne uređaje, alternatore, pumpe vode i kompresore klime u motornim vozilima, gospodarskim vozilima i industrijskim strojevima, kod varijatora skutera, kompresora, ventilatora i drugo [1, 5].

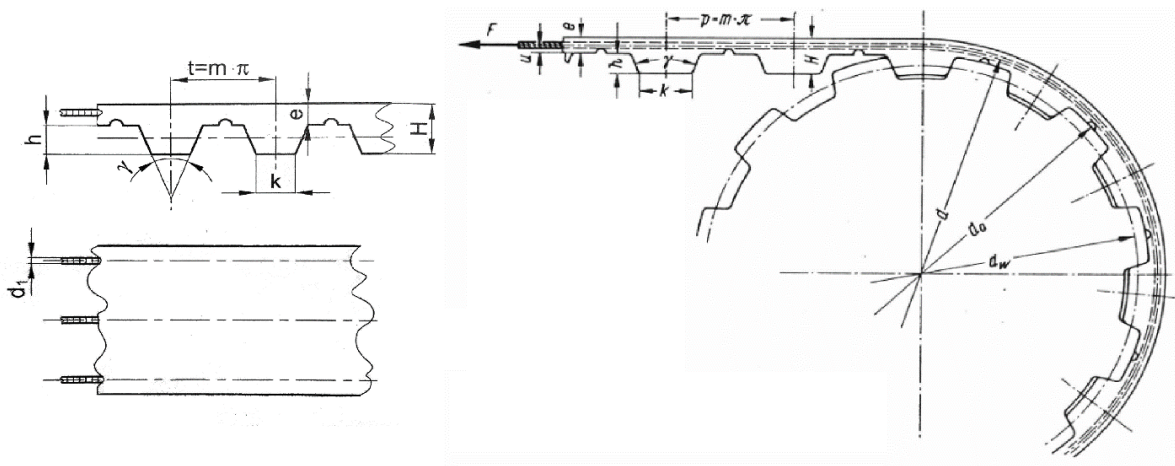


Slika 4.11. Primjeri korištenja prijenosa klinastim remenom, a) pokretanje remenica kod motora automobila; b) varijator kod skutera; c) stepenasti prijenos; d) prijenos snage s elektromotora [21, 22, 23,

24]

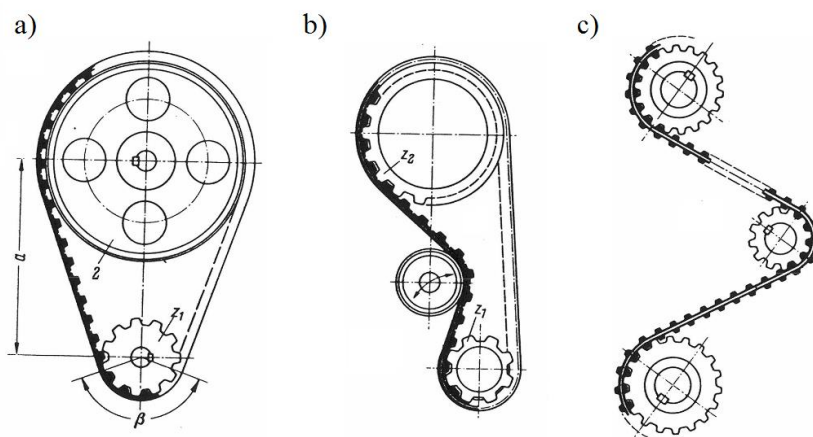
4.1.3. Remenski prijenos zupčastim remenom

Za razliku od plosnatog i klinastog remena gdje se prijenos ostvaruje trenjem, prijenos zupčastim remenom se ostvaruje zahvatom zubaca remena u međuzublja remenica, čime je uklonjena mogućnost proklizavanja remena. Kod prijenosa manjih snaga zupčastim remenom nije potrebno dodatno napinjanje, a ako za to ima potrebe onda se kod jednostrano nazubljenog remena kao zatezna remenica koristi valjkasta remenica ravnoga vijenca. Zupčasti remen ne zahtjeva posebno održavanje, u radu je gotovo bešuman te stvara manje otpore i mehaničke gubitke od lanca s kojim dijeli način rada (prijenos zahvatom). Prijenosi zupčastim remenom se koriste za prijenosne omjere $i \leq 10$ [1, 5].



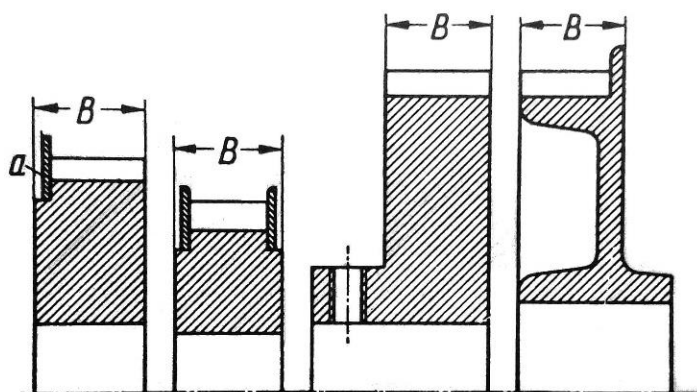
Slika 4.12. Zupčasti remen i remenica [1, 5]

Zupčasti remen može biti ozubljen s jedne ili sa obadviju strana. Češće se koristi ozubljenje sa samo jedne strane. Kod zupčastog remena postoje dvije karakteristične veličine a to su korak p , mm i modul m , mm. Te veličine su uvedene kako bi se remenje i remenice standardiziralo [1].



Slika 4.13. Vrste prijenosa zupčastim remenom, a) otvoreni prijenos sa nenazubljenom većom remenicom; b) prijenos zateznom remenicom; c) prijenos na više gonjenih remenica sa dvostruko ozubljenim remenom [5]

Remenice prijenosa zupčastog remena na obodu imaju zupce i međuzublja. Dva susjedna zuba su razmaknuta za korak (p). Korak (p) predstavlja zbroj debljine zuba i širine međuzublja, te mu je iznos jednak koraku remena. Kako bi se spriječilo bočno silaženje remena s remenice, remenice se rade ili se na njih ugrađuju rubne ploče s jedne ili obadvije strane. Remenice zupčastoga remena su kompliciranije i skuplje za izradu jer zahtijevaju strojnu obradu i preciznost po pitanju dimenzija zuba i međuzublja [1, 5].



Slika 4.14. Presjeci ozubljenih remenica, rubna ploča označena s a [5]

Prednosti prijenosa zupčastim remenom [1]:

- sinkron prijenos – nema proklizavanja
- tihi rad i jednostavno održavanje
- visok stupanj iskoristivosti
- mogućnost prijenosa jednim remenom na više vratila
- nisko opterećenje na ležajevima zbog malog predzatezanja

Nedostaci prijenosa zupčastim remenom [1]:

- remen se ne može križati
- skuplje remenice

Prijenos zupčastim remenom se danas vrlo često koristi i zamijenio je prijenos plosnatim i klinastim remenjem na mnogim mjestima jer je pouzdaniji i manje sklon kvarovima. Zupčasto remenje se danas najčešće koristi u automobilima kao razvodno remenje bregastog vratila motora s unutrašnjim izgaranjem, kao pogonski remen na motociklima, kod pisača, kompresora, brojila, crpki, za prijenos vrtnje sa elektromotora, *servo* i *step* motora, kod pretvorbe vrtnje u pravocrtno gibanje i kod drugih raznih uređaja i strojeva.



Slika 4.15. Primjeri korištenja zupčastog remena, a) prijenos vrtnje sa *step* motora; b) završni prijenos motocikala c) razvod bregastih vratila kod Ducati motocikala. [25, 26, 27]

4.2. Materijali za izradu remenja i remenica

Kod odabira materijala za remenje, važno je da remen ima veliki koeficijent trenja, veliku elastičnost, otpornost na kidanje, ulja i atmosferske utjecaje, te da je pouzdan i trajan. Remenje se izrađuje od kože, platna, gume, plastike i drugih polimernih materijala. Niti jedan materijal ne može zadovoljiti sve prije navedene uvjete [5].

Koža se najčešće koristi kod plosnatog remenja i izrađuje se tako da se više slojeva kože poveže zajedno kako bi se povećala debljina remena. Koža ima vrlo velik koeficijent trenja. Platno se kao materijal koristi tako da se više slojeva tkanine preklopi i zatim zašije ili zalijepi, te se često radi vodootpornosti impregnira. Gumeno remenje se izrađuje impregnacijom platna gumom, te se pojačava čeličnim ili najlonskim nitima kako bi se povećala vlačna čvrstoća remena. Gumeno remenje je vrlo fleksibilno i lako je za izradu, ali mana mu je što se u kontaktu s uljima, mastima i gorivima vrlo lako uništavaju kao i pri većim temperaturama. Plastično remenje se izrađuje miješanjem slojeva plastike sa slojevima gume. Prilično je otporno je trošenje, te na ulja i vlagu. U novije vrijeme česta je i upotreba remenja izrađenih od raznih polimernih materijala kao što je remenje sa karbonskim vlaknima. Takvo remenje podnosi velika opterećenja – gotovo kao lanac, vrlo su dugotrajna, lagana i otporna na ulja, goriva, masti i ostalo [5].

Za izradu remenica se koriste razni materijali koji mogu biti metali ili nemetali, ovisno o vrsti remena, brzini okretanja te momentu kojega moraju prenijeti. Remenice plosnatoga remena najčešće se izrađuju od sivog ili čeličnog lijeva, od čeličnih poluproizvoda, aluminijskih slitina te polimernih materijala. Kod klinastog remenja remenice se izrađuju lijevanjem od sivog ili čeličnog lijeva, od aluminijskih slitina, polimernih materijala te od čeličnih limova koji se prešaju. Ozubljene remenice koje se koriste kod zupčastog remenja se izrađuju pretežno od metala s glodanim zubima te od plastičnih masa za manje remenske prijenosnike. U serijskoj proizvodnji ozubljenih remenica se koristi i tlačni lijev, gdje su materijali pretežno neželjezne legure lakih i teških metala [1, 5].

4.3. Osnove proračuna remenskih prijenosnika

Osnove proračuna remenskih prijenosnika izvedene su iz literature [5]. Prijenosni omjer kod plosnatih i klinastih remena računaju se na isti način, prema izrazu (4.1.), a brzina remena se kod sve tri vrste računa izrazom (4.2):

Prijenosni omjer
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.1)$$

gdje je: n_1, min^{-1} – brzina vrtnje male remenice; n_2, min^{-1} – brzina vrtnje velike remenice; d_1, m – promjer male remenice; d_2, m – promjer velike remenice.

Brzina remena računa se izrazom (4.2):

$$\begin{aligned} v &= d_1 * \pi * n_1 = r_1 * \omega_1 \\ &= d_2 * \pi * n_2 = r_2 * \omega_2 \end{aligned} \quad (4.2)$$

gdje je: $v, \text{m/s}$ – brzina remena; d_1, d_2, m – promjeri remenica; r_1, r_2, m – polumjeri remenica; n_1, n_2, s^{-1} – brzina vrtnje remenica; $\omega_1, \omega_2, \text{rad/s}$ – kutne brzine remenica.

4.3.1. Osnove proračuna prijenosa plosnatim remenom

Uobičajene vrijednosti omjera računaju se prema izrazu (4.1) i iznose $i \leq 6$ kod otvorenih prijenosa, $i \leq 15$ kod prijenosa zateznom remenicom te $i \leq 20$ kod prijenosa višeslojnim remenjem [5].

Okretni moment male remenice dobiva se iz izraza (4.3):

$$T_1 = P/\omega_1 \quad (4.3)$$

gdje je: T_1, Nm - okretni moment male remenice; P, W – snaga koja se prenosi; $\omega_1, \text{rad/s}$ – kutna brzina male remenice $= 2\pi \cdot n_1$ sa n_1 u s^{-1} .

Obuhvatni kut kod male remenice se izračunava prema izrazu (4.4) i (4.5):

Kod otvorenog prijenosa:
$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2a} \quad (4.4)$$

Kod križnog prijenosa
$$\sin \frac{\beta - 180^\circ}{2} = \frac{D_1 + D_2}{2a} \quad (4.5)$$

gdje je: D_1, D_2, m – promjeri remenica; a, m – razmak između osi remenica.

Dopušteno naprezanje u vlačnom ogranku remena računa se izrazom (4.6):

$$\sigma_{1dop} = \sigma_{dop} - \left(E_f \frac{s}{D_1} + \frac{\rho}{kg/dm^3} * \frac{v^2}{\left(\frac{m}{s}\right)^2} 0,1 N/cm^2 \right) \quad (4.6)$$

gdje je: σ_{1dop} , N/cm² – dopušteno naprezanje vučnog ogranka; σ_{dop} , N/cm² – dopušteno vlačno naprezanje za materijal remena; E_f , N/cm² – savojni modul elastičnosti materijala remena; s , cm – debljina remena; D_1 , cm – promjer male remenice.; ρ , kg/dm³ – gustoća materijala remena; v , m/s – brzina remena

Specifičnu nazivnu snagu koja se može prenositi remenom širine 1 cm može se izračunati pomoću Eytelweinove jednadžbe koja glasi:

$$P_N = F_N * v = \sigma_{1dop} * s \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta}} \right) v \quad (4.7)$$

gdje je: P_N , W/cm – korisna snaga koja se u graničnom slučaju može prenositi po cm širine remena; σ_{1dop} , N/cm² – dopušteno naprezanje vučnog ogranka; s , cm – debljina remena; v , m/s – brzina remena; μ – koeficijent trenja; β , rad – obuhvatni kut male remenice

4.3.2. Osnove proračuna prijenosa klinastim remenom

Prijenosni omjer kod prijenosa klinastim remenom izveden je izrazom (4.1). Za omjere iznad $i = 10$ potrebno je koristiti zateznu remenicu.

Brzina klinastog remena računa se izrazom (4.2). Optimalna brzina za normalni klinasti remen iznosi $v = 20$ m/s, a za uske klinaste remene ona iznosi $v = 30$ m/s. Ne preporučuju se brzine ispod $v = 2$ m/s te iznad $v = 40$ m/s iako se uski klinasti remen može u specijalnim slučajevima koristiti i za brzine preko $v = 60$ m/s [5].

Obuhvatni kut β manje remenice izračunava se prema izrazu (4.8):

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2e} \quad (4.8)$$

gdje je: d_1 , mm – aktivni promjer manje remenice; d_2 , mm – aktivni promjer veće remenice; e , m – razmak između osi prijenosnika.

Za kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena dan je izraz (4.9):

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta}{2} \approx \frac{\pi}{2} \text{rad} - \frac{\beta}{2} \quad (4.9)$$

Aktivna duljina remena iznosi:

$$L_a = 2e * \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}(d_2 - d_1) + \frac{\gamma}{2}(d_2 - d_1) \quad (4.10)$$

gdje je: γ , rad – kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka; e , m – razmak između osi prijenosnika.

4.3.3. Osnove proračuna prijenosa zupčastim remenom

Korak zupčastoga remena predstavlja udaljenost od zuba do zuba na diobenoj kružnici kao što je prikazano na slici 4.12. Računa se prema izrazu (4.11) [5]:

$$p = m * \pi \quad (4.11)$$

gdje je: p , mm – korak zupčastog remena; m , mm – modul zupčastog remena.

Prijenosni omjer je dan izrazom (4.12). Uobičajena vrijednost je $i \leq 10$.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{z_2}{z_1} \quad (4.12)$$

gdje je: n_1 , min^{-1} – brzina vrtnje male remenice; n_2 , min^{-1} – brzina vrtnje velike remenice; z_1 – broj zubi manje remenice; z_2 – broj zubi veće remenice.

Promjer diobene kružnice ozubljene remenice iznosi:

$$d = m * z * \delta_d \quad (4.13)$$

gdje je: d , mm – promjer diobene kružnice; m , mm – modul ozubljenja; z – broj zubi ozubljene remenice; δ_d , mm – korektivni dodatak = 0,12 do 0,18 mm. Odabire ga se tako da se zaokruži vanjski promjer d_v na 0,05 ili 0,1 mm te se zanemaruje kod $m = 1,5$ mm, 2 mm, 2,5 mm i 4 mm [5].

Vanjski promjer ozubljene remenice računa se izrazom (4.14):

$$d_v = d - 2u + \delta_p \quad (4.14)$$

gdje je: d , mm – promjer diobene kružnice; u , mm – udaljenost od glave zuba do sredine čeličnog pletiva; δ_p , mm – dodatak zbog poligoniteta, određuje ga proizvođač.

Aktivni promjer ozubljene remenice iznosi:

$$d_w = d_v - h \quad (4.15)$$

gdje je: d_v , mm – vanjski promjer ozubljene remenice; h , mm – visina zuba.

Obuhvatni kut β remena na manjoj ozubljenoj remenici izračunava se prema izrazu (4.16):

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \quad (4.16)$$

gdje je: d_1 , mm – promjer diobene kružnice manje remenice; d_2 , mm – promjer diobene kružnice veće remenice; a , m – razmak između osi ozubljenih remenica.

Brzina zupčastog remena računa se prethodno danim izrazom (4.2).

Okretni moment male nazubljene remenice računa se prema izrazu (4.17):

$$T_1 = P/\omega_1 \quad (4.17)$$

gdje je: T_1 , Nm - okretni moment male nazubljene remenice; P , W – snaga koja se prenosi; ω_1 , rad/s – kutna brzina male remenice = $2\pi \cdot n_1$ sa n_1 u s^{-1} .

Vučna sila se prenosi zahvatom zubi i pomoću čeličnog pletiva remena i računa se izrazom (4.18):

$$F = T_1/r_1 = P/v \quad (4.18)$$

gdje je: F , N – vučna sila remena; T_1 , Nm - okretni moment male nazubljene remenice; P , W – snaga koja se prenosi; r_1 , m – polumjer manje remenice; v , m/s – brzina remena.

Broj zubi remena u zahvatu dan je izrazom (4.19):

$$z_z = z_1 * \beta/2\pi \quad (4.19)$$

gdje je: z_1 – broj zubi manje remenice; β , rad – obuhvatni kut male remenice.

Širina zupčastog remena računa se izrazom (4.20):

$$b = \frac{c * F}{p_{\text{dop}} * z_z * h} \quad (4.20)$$

gdje je: b , mm – potrebna širina remena; c – faktor opterećenja; F , N – vučna sila remena; p_{dop} , N/mm² – dopušteni tlak bokova; z_z – broj zubi u zahvatu; h , mm – visina zuba.

5. LANČANI PRIJENOSNICI

Lančani prijenosnici su posredni prijenosnici koji gibanje prenose zahvatom članaka lanca sa zupcima lančanika. Osnovni elementi svakog lančanog prijenosa su lanac i lančanici. Prijenos kod lančanih prijenosnika je sinkron – nema proklizavanja. Koriste se tamo gdje remenski prijenos ne bi bio adekvatan zbog nepovoljnog prostora, razmaka osi ili jako velikih snaga koje je potrebno prenijeti. Također kod lanaca nije potrebno predzatezanje kao kod remena, čime se smanjuje opterećenje na vratila, ali isto tako pošto ne rade elastično, potrebno im je bolje održavanje u pogledu podmazivanja i zaštite od prašine. Lanci i lančanici su skuplji od remena i remenica [1,5].

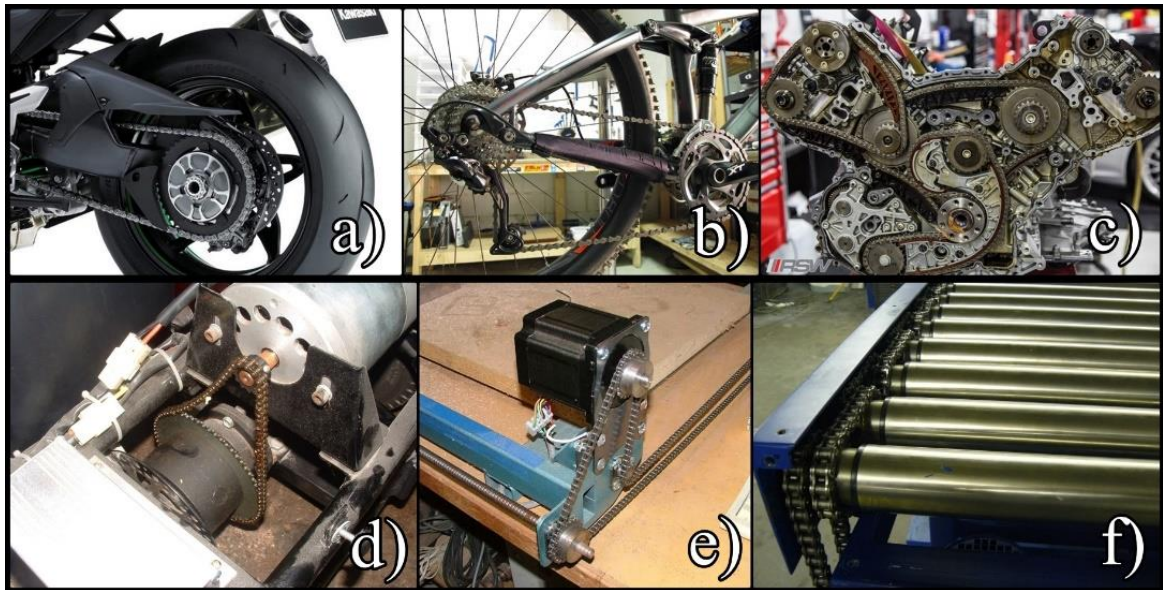
Prednosti lančanih prijenosnika u odnosu na prijenosnike trenjem (tarni, remenski,...) [1, 5]:

- prijenos je sinkron
- prijenos znatno veće snage uz manje opterećenje vratila (manje predzatezanje)
- mogući vrlo mali ili vrlo veliki osni razmaci
- jednostavna montaža i demontaža
- mogu se rabiti pri višim temperaturama

Nedostaci lančanih prijenosnika su [1, 5]:

- veća cijena
- stvaraju buku
- veća krutost u odnosu na remen
- osjetljivost na prašinu
- teže održavanje – potrebno podmazivanje i čišćenje
- lanac se tijekom eksploatacije troši i produžuje što može dovesti do preskakanja

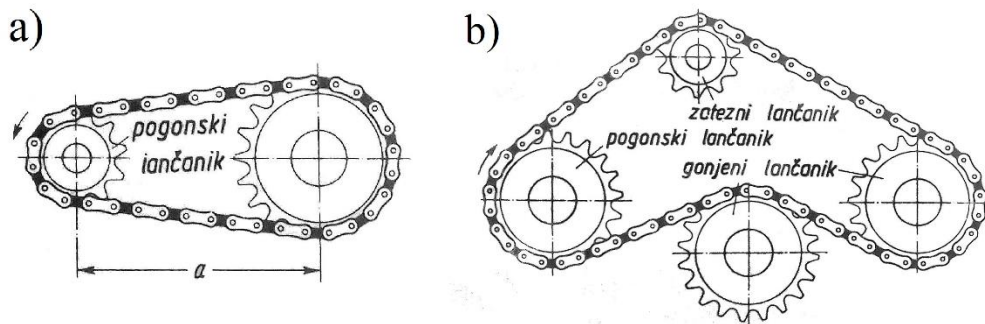
Lančani prijenosnici se vrlo često upotrebljavaju, pogotovo tamo gdje je potreban prijenos velike snage i opterećenja. Lanac i lančanici se koriste u motorima s unutrašnjim izgaranjem kao razvod bregastog vratila i drugih sustava, kao pogonski remen na motociklima i biciklima, kod transportnih uređaja, u poljoprivrednim strojevima, za prijenos sa elektromotora ali mogu se naći i u minijaturnim uređajima jer se danas zahvaljujući tehnologiji mogu izraditi lanc i lančanici minijaturnih dimenzija [1].



Slika 5.1. Primjeri korištenja lančanih prijenosnika, a) pogon motocikla; b) pogon bicikla; c) razvodni lanac u motoru automobila; d) prijenos snage s elektromotora; e) prijenos sa *step* motora, f) pogon transportnih valjaka [28, 29, 30, 31, 32, 33]

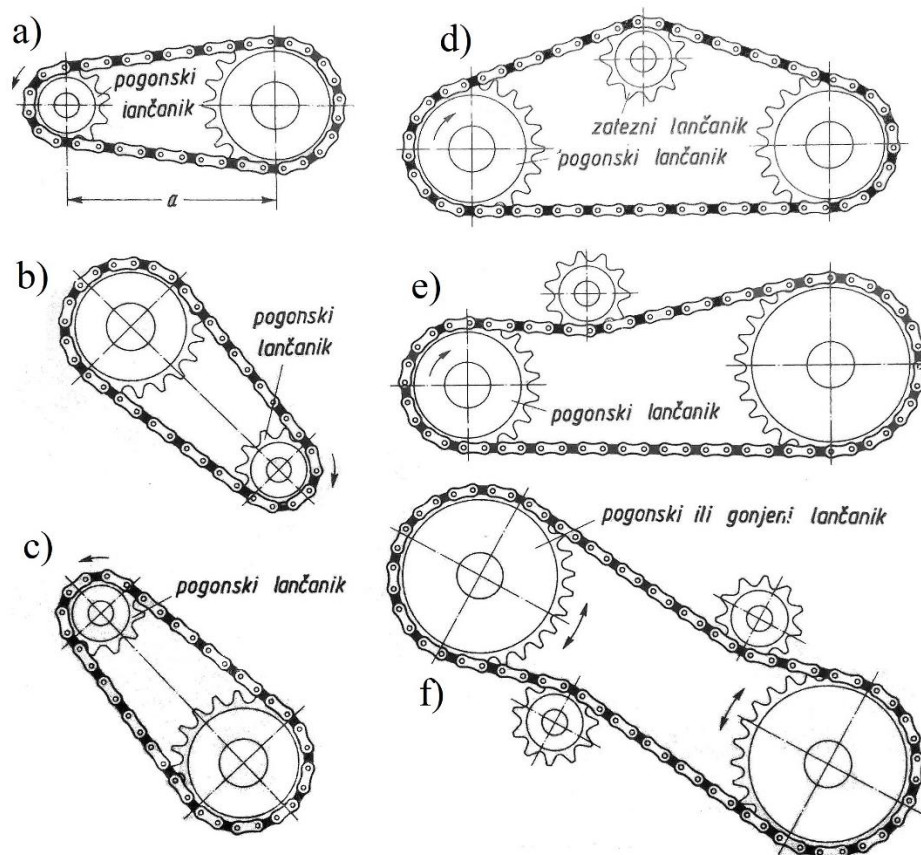
5.1. Vrste lančanih prijenosnika

Lančani prijenosnici mogu biti jednostavni i složeni. Jednostavni se sastoje od pogonskog i izvršnog lančanika, a uz njih mogu imati i zatezni lančanik. Složeni lančani prijenosnici imaju jedan lanac koji je u zahvatu s onoliko lančanika koliko ima vratila koja sudjeluju u prijenosu gibanja, te potreban broj zateznih lančanika [1].



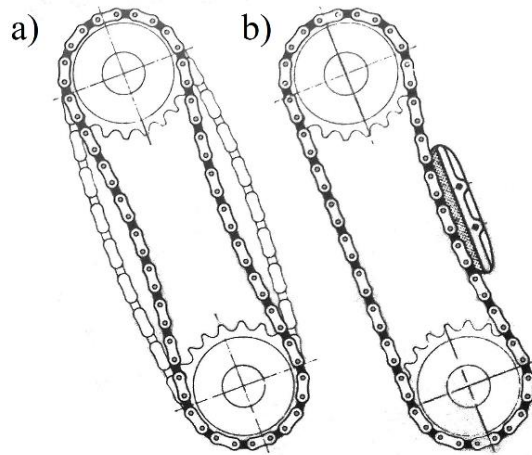
Slika 5.2. Jednostavni i složeni lančani prijenosnik, a) prijenos na jedno vratilo; b) prijenos na dva vratila [5]

Kod oblikovanja lančanih prijenosa najbolje je da su osi lančanika vodoravne i međusobno usporedne. Ako to nije moguće, pogonski lančanik bi kod nagiba po mogućnosti trebao biti na gornjoj strani, kao i vučni krak lanca. Nagib lanca kod nagnutih prijenosa može iznositi od 30° do 60° u odnosu na horizontalu. Okomiti položaj treba izbjegavati jer dolazi do bržeg trošenja spojnice lanca i lošeg zahvata na donjem lančaniku zbog čega se mora ugraditi zatezni lančanik. Zatezni lančanici se ugrađuju i kada treba postići veći obuhvatni kut te kada jedan lanac pokreće više lančanika, te je njegovim korištenjem svejedno koja strana lanca je vučna, a koja povratna. Obuhvatni kut kod lančanih prijenosnika može biti od 100° do 250° [1, 5].



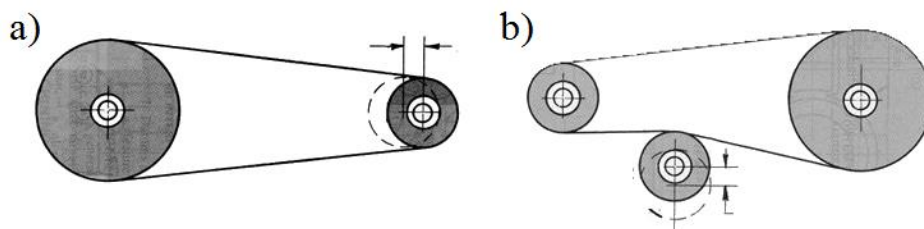
Slika 5.3. Načini oblikovanja lančanih prijenosa, a) vodoravni položaj; b) nagnuto pod najviše 60° , pogonski lančanik s donje strane; c) nagnuto pod najviše 60° , pogonski lančanik s gornje strane; d) s unutarnjim zateznim lančanikom; e) s vanjskim zateznim lančanikom; f) sa dva zatezna lančanika zbog mogućnosti promjene smjera okretanja [5]

Pošto se u radu kod lanca javljaju vibracije, pogotovo u pogonu gdje ima udara i pogonima s klipnim strojevima, u sustav lančanog prijenosnika se ugrađuju prigušivači titraja koji eliminiraju nemiran rad lanca kao što je prikazano na slici 5.4. [5].



Slika 5.4. Vibriranje lanca i prigušenje vibracija, a) amplitude izazvane vibriranjem; b) prijenos s ugrađenim prigušivačem [5]

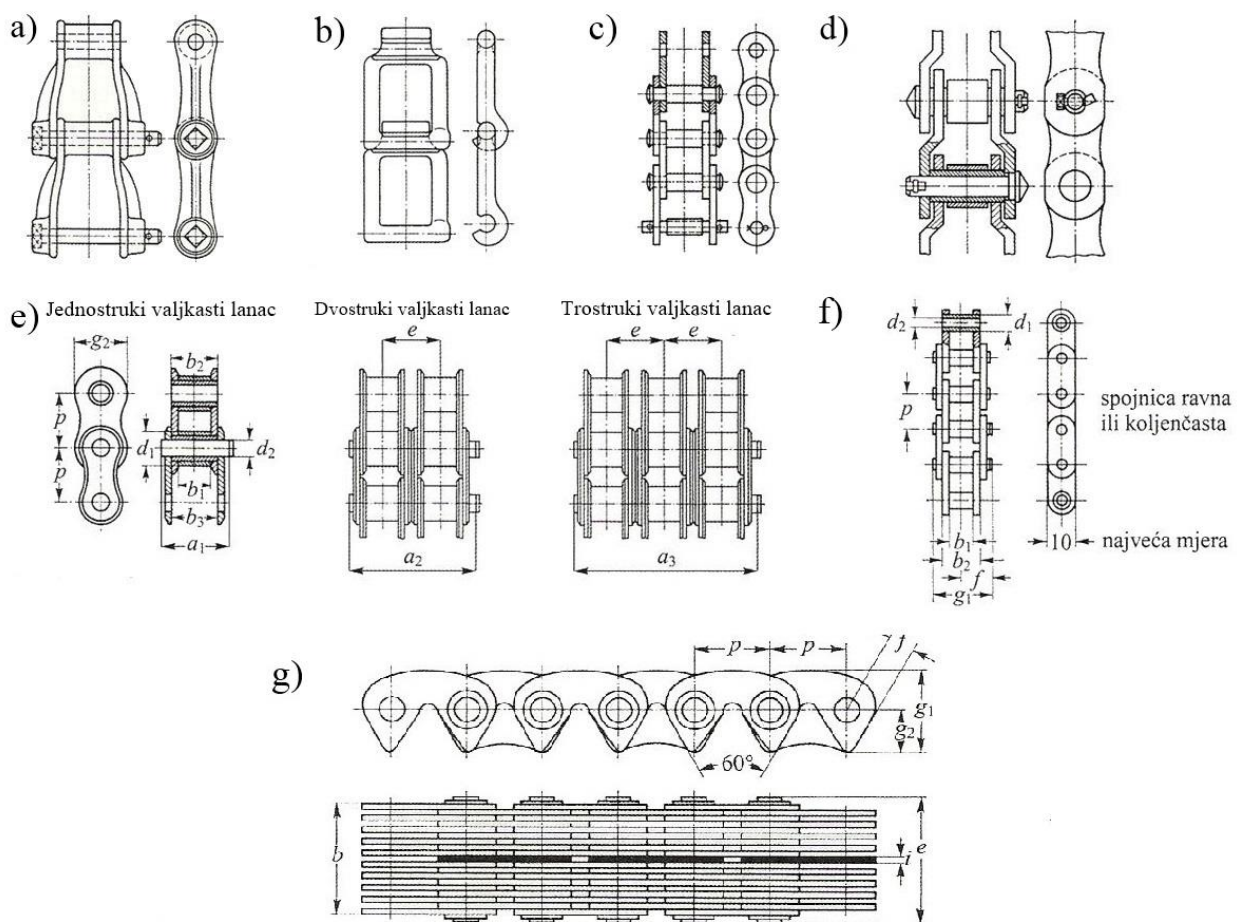
Kako kod lanaca s vremenom dolazi do plastične deformacije, kod lančanog prijenosnika bi se trebala predvidjeti mogućnost naknadnog zatezanja lanca. Granica dopuštenog provjesa lanca iznosi oko 2% razmaka vratila. Naknadno zatezanje lanca može se vršiti podesivim zateznim lančanicima ili zateznim vratilima. Lanac ne smije biti prelabav kako ne bi došlo do preskakanja zuba lančanika i velikih titraja lanca, ali isto tako ne smije biti pretegnut jer tada dolazi do većeg opterećenja na zglobove lanca, vratila i ležajeve vratila, bržeg trošenja lanca i lančanika te elongacije lanca [5].



Slika 5.5. Načini zatezanja lanca, a) zatezno vratilo; b) zatezni lančanik [34]

5.2. Vrste lanaca

Postoji puno vrsta lanaca koji se odabiru za pogon ovisno o obliku članaka, opterećenju, obodnoj brzini, obliku i drugim karakteristikama. Lanci se mogu podijeliti na zglobne koji služe kao pogonski i člankaste lance koji služe za dizanje tereta. Zglobni lanci se dijele prema broju usporednih redova uzdužno povezanih članaka na jednostruke i višestruke koji se koriste za prijenos velike snage. Svi tipovi zglobnih lanaca, osim Rotary lanca, moraju imati paran broj članaka [1, 5].

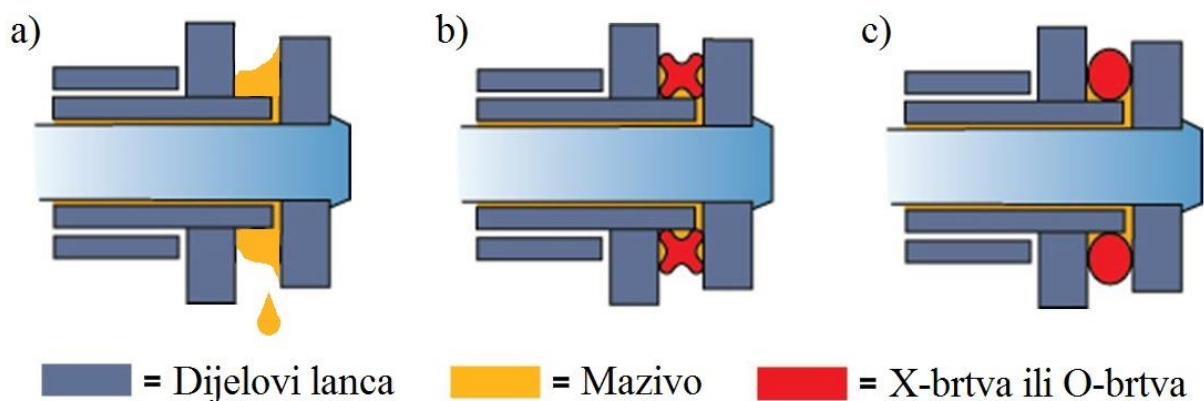


Slika 5.6. Pogonski lanci, a) lanac sa čeličnim svornjacima; b) rastavljivi zglobni lanac; c) Gallov lanac; d) Rotary lanac; e) valjkasti lanac; f) lanac s tuljkom g) zupčasti lanac [5]

Lanci sa čeličnim svornjacima i rastavljivi zglobni lanci se upotrebljavaju kod poljoprivrednih strojeva i transportnih uređaja [5].

Gallov lanac se sastoji od spojnice okretljivo smještenih na svornjacima, upotrebljavaju se za dizala i dizalice [5].

Valjkasti lanci se najviše upotrebljavaju jer su pogodni za gotovo sve vrste pogona i upotreba. Mogu se spajati da tvore višeredne lance. Jednoredni lanac se naziva simpleks, dvoredni dupleks a trostruki tripleks. Napravljeni su tako da su unutarnje spojnice naprešane na tuljke koji su okretljivo složeni na svornjake, a svornjaci su uprešani na vanjske spojnice i krajevi su raskovani. Takav spoj se naziva zglob tuljak – svornjak (zglobni tuljak). Na zglobnome tuljku se nalaze kaljeni valjci. Danas su česti valjkasti lanci s brtvama između vanjske i unutarnje spojnice koje sprječavaju da voda i nečistoće ulaze u prostor svornjaka lanca ispunjen mašću za podmazivanje koje smanjuje trenje i produžuje vijek trajanja lanca. Ugrađene brtve su najčešće O ili X brtve prikazani na slici 5.7. Oznaka O ili X označava oblik gumenih brtvila. Uz O i X-brtvila postoje i izvedbe X, XW, RX i Z, a sve imaju istu funkciju - održati lanac ispravnim što duže vrijeme [5, 35].



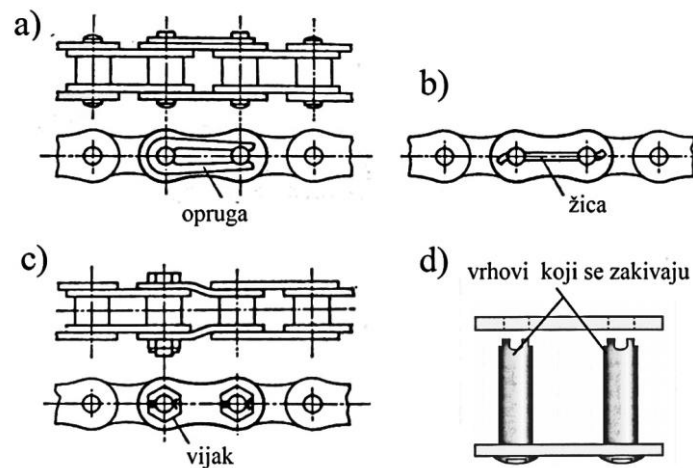
Slika 5.7. Presjek valjkastog lanca sa/bez brtve; a) valjkasti lanac bez brtve; b) valjkasti lanac s X-brtvom; c) valjkasti lanac s O-brtvom [35]

Lanci s tuljkom su iste građe kao i valjkasti lanac, ali nemaju vanjskih valjaka. To ih čini lakšima i manje podložnima centrifugalnoj sili što omogućava veće brzine rada, ali isto tako su izloženi su nečistoći i prašini što znači da trebaju više brige i podmazivanja. Danas su ih pretežno zamijenili valjkasti lanci [5].

Rotary lanci imaju zakrivljene spojnice što ih čini elastičnima i bolje otpornima na udarna opterećenja, a isto tako omogućava da se broj članaka odabere po volji [5].

Zupčasti lanci imaju spojnice u obliku zuba čiji bokovi međusobno zatvaraju kut od 60° . Kako ne bi došlo do bočnog pomicanja zuba lanca, ugrađuju se vodeće nenazubljene spojnice čija je zadaća da zahvaćaju u prstenaste utore lančanika. Koriste se kao upravljački lanci kod motora s unutrašnjim izgaranjem jer su pogodni za velike brzine a pritom su gotovo nečujni [5].

Ako kod ugradnje lanca ne postoji mogućnost pomicanja vratila, tada je lanac potrebno spojiti krajnjom spojnicom. Krajnji članci lanca spajaju se bočnim umetanjem jedne spojnice sa svornjacima, a zatim se na suprotnu stranu dodaje spojnica koja se osigurava određenim postupkom. Spojnica krajnjih članaka može biti osigurana opružnom pločicom, žicom, vijcima ili se zakiva posebnim alatom [5].

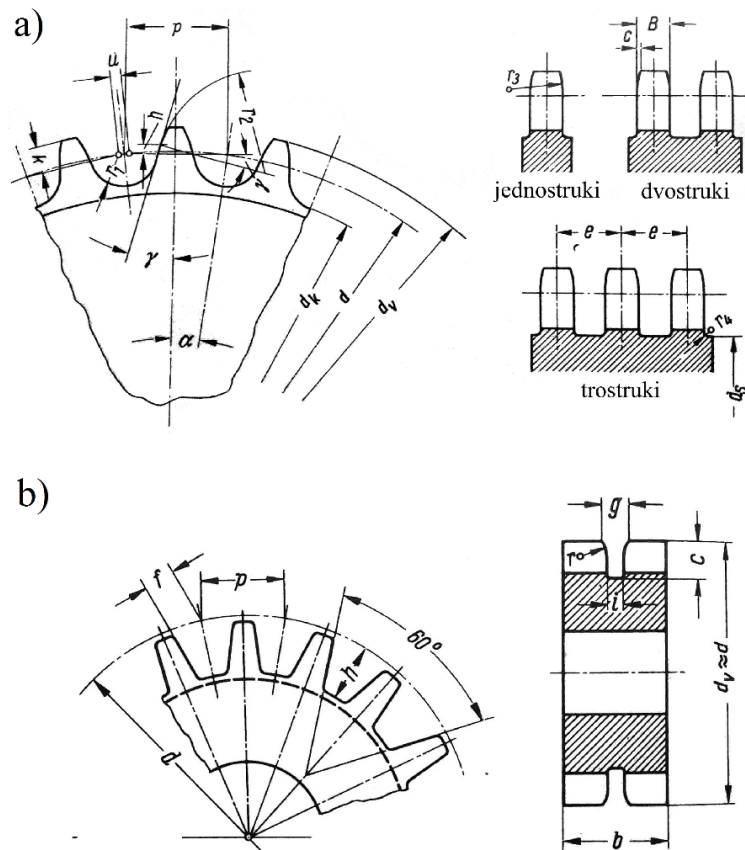


Slika 5.8. Načini spajanja i osiguranja pogonskih lanaca, a) osiguranje oprugom; b) osiguranje žicom; c) osiguranje vijka; d) osiguranje zakivanjem [5]

Radi ispravnog rada lančanog prijenosnika, bitno je kontrolirati stanje samog lanca kao i lančanika. Kontrola lanca bi se trebala sastojati od provjere podmazanosti lanca, provjere kako lanac sjeda na lančanik, da li ima ukrućenih zglobova, ima li korozije na lancu, uvrnutih ili puknutih dijelova lanca, da li je napetost lanca ispravna, provjera pretjeranog bočnog trošenja spojnice lanca te da li je došlo do rastezanja lanca zbog kojega može doći do preskakanja zuba lančanika [36].

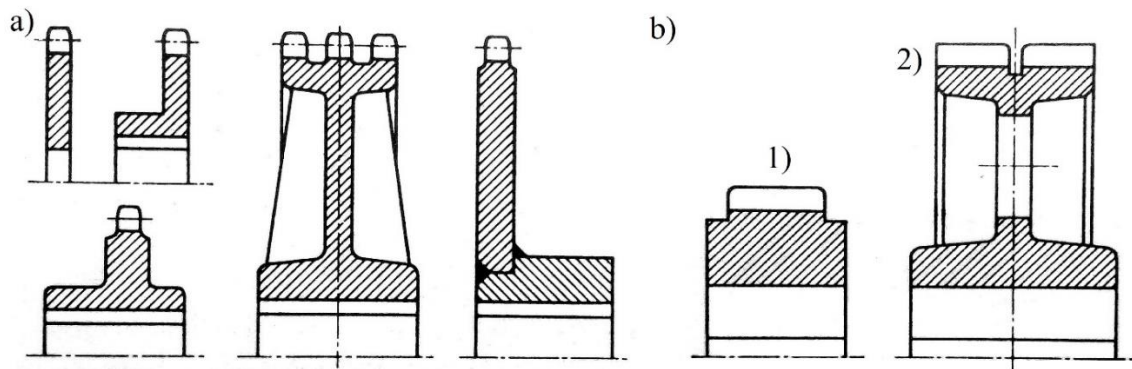
5.3. Lančanici

Lančanici su dijelovi lančanih prijenosnika koji sudjeluju u neposrednom prijenosu u kombinaciji s lancem. Oblik lančanika ovisi o izvedbi lanca koji se koristi kod prijenosnika. Svojom izvedbom su slični zupčanicima jer im je opseg kružnice također diobenog promjera koji je podijeljen na neki broj zubaca i uzubina [1].



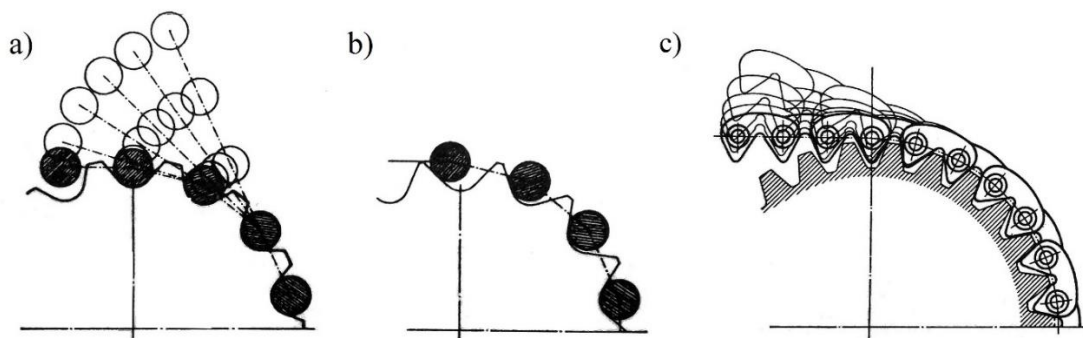
Slika 5.9. Lančanici za valjkaste lance (a) i zupčaste lance (b) [5]

Vijenac lančanika može biti zavaren ili se može vezati pomoću navoja. Izvedbeni oblici lančanika za valjkaste lance i zupčaste lance su prikazani na slici 5.10. [5].



Slika 5.10. Izvedbe lančanika za valjkaste lance (a) i zupčaste lance (b), 1) postrano vođenje zupčastoog lanca; 2) unutarnje vođenje zupčastog lanca [5]

Uzubine lančanika moraju biti takvog oblika da svornjaci lanca pri kretanju mogu nesmetano izlaziti iz uzubina kao što je prikazano na slici 5.11.



Slika 5.11. Zahvatni odnos valjkastog lanca i zupčastog lanca, a) izlazak valjkastog lanca iz uzubljenja; b) penjanje valjkastog lanca uz bok loše oblikovanih ili istrošeni zuba; c) izlazak zupčastog lanca iz uzubljenja [5]

Kod odabira lančanika postoji uobičajen broj zubi z koji se odabire prema veličini lančanika te brzini lanca. Prednost se daje neparnim brojevima zubi. Pri radu lanac obavija lančanik u obliku poligona. Zbog toga se lanac s pogonskog lančanika kreće nejednolikom brzinom koja dolazi do izražaja sa smanjenjem broja zubi lančanika što se vidi na slici 5.12. Na gonjenom lančaniku te nejednolikosti se mogu još i povećati. Zbog toga je vrlo bitan odabir broja zubi lančanika u skladu sa brzinom lanca kako bi se smanjila nejednolikost pri radu [5].

Kod malih lančanika:

$z_1 = 9$ do 11, za brzinu lanca ispod $v = 4$ m/s

$z_1 = 11$ do 13, za brzinu lanca do $v = 4$ m/s, koraka lanaca do $p = 20$ mm i za lance duljine preko 40 članaka, za manje osjetljive pogone i lance ispod 10000 sati trajnosti

$z_1 = 14$ do 16, za brzinu lanca do $v = 7$ m/s i za srednja opterećenja

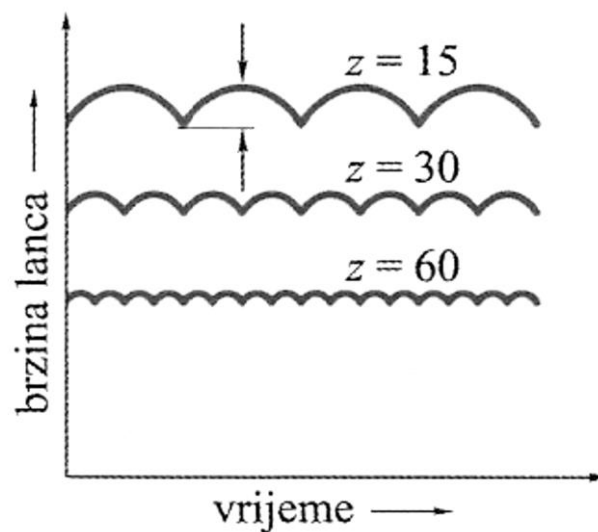
$z_1 = 17$ do 25, za brzinu lanca do $v = 24$ m/s i za velika opterećenja

Kod velikih lančanika:

$z_1 = 30$ do 80 - uobičajen broj zubi

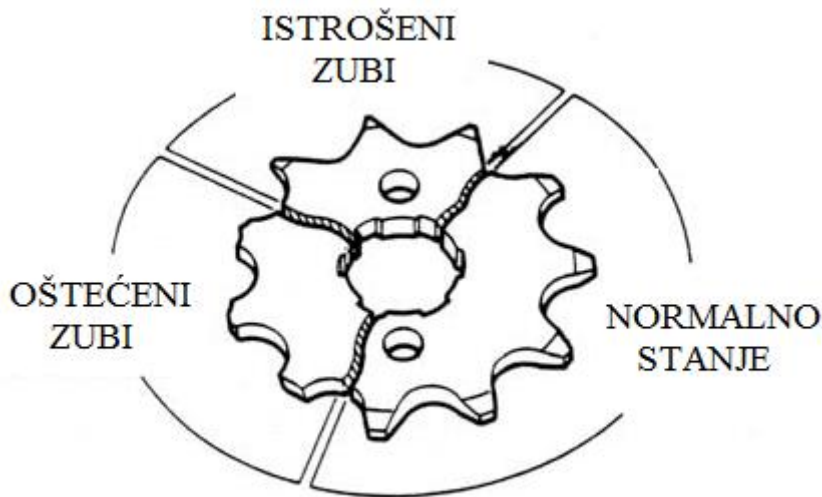
$z_1 =$ do 120 - gornja granica

$z_1 =$ do 150 – treba izbjegavati jer se povećanjem prijenosnog omjera troše glave zuba



Slika 5.12. Brzina lanca s obzirom na broj zubaca lančanika [5]

Lanci ne mogu raditi učinkovito ako se koriste s istrošenim ili neispravnim lančanicima. Redovita kontrola i održavanje lančanika se obavlja tako da se provjeri trošenje na stranama zuba zbog neusklađenosti lanca, provjerava se da li ima slomljenih, otkrnutih ili ispucanih zuba, poravnavanje lančanika na osovini te potrošenost zuba [36].



Slika 5.13. Prikaz mogućeg stanja lančanika prijenosnika [37]

5.4. Podmazivanje lančanih prijenosa

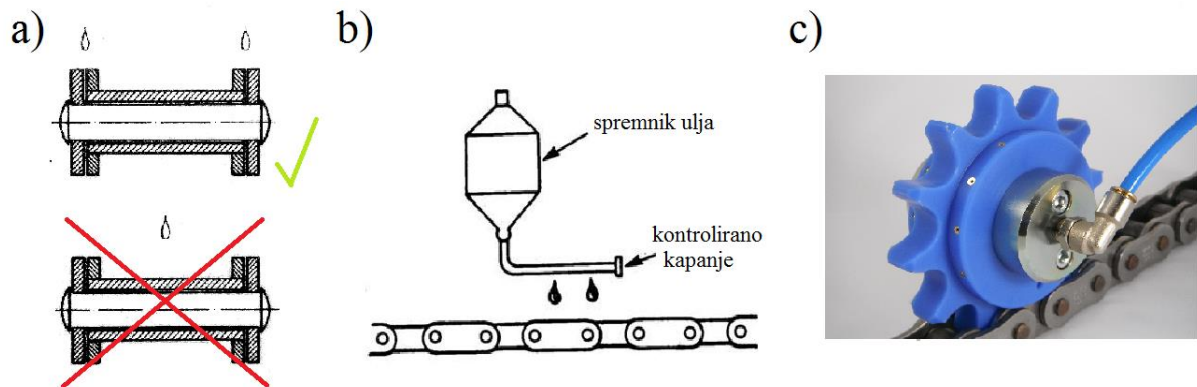
Kako bi lanac i lančanicu trajali što duže izuzetno važna stavka je podmazivanje i čišćenje. Podmazivanjem i čišćenjem se postiže smanjenje suhog trenja, smanjenje temperature rada prijenosa te smanjeno produljenje lanca koje smije biti od 3 do 5%. Svi lančani pogoni stvaraju toplinu čija količina ovisi o brzini lanca, snazi koja se prenosi, mjernom omjeru, poravnanju lančanika, veličini prijenosnika, količini i viskoznosti ulja kojim se podmazuje i ventilaciji. Poželjna pogonska temperatura lanca iznosi 70°C, a za uljnu kupku ili optočno ulje ona iznosi 60°C. Ako se te preporučene temperature prekorače, potrebno je upotrebljavati mazivo otporno na zagrijavanje ili ugraditi uljno hlađenje [5, 36].

Postoje različiti načini podmazivanja lanaca među koje spadaju ručno podmazivanje, podmazivanje kapanjem, podmazivanje u uljnoj kupci i tlačno podmazivanje. Ulje koje se koristi za podmazivanje u uljnoj kupci ili pri tlačnom podmazivanju mora na pogonskoj temperaturi imati viskoznost $\nu = 20$ do 50 cSt, pri podmazivanju kapanjem $\nu = 40$ do 80 cSt, a kod ručnog podmazivanja $\nu = 80$ do 120 cSt. Korišteno mazivo se mora redovito kontrolirati i ne smije se dopustiti onečišćenje maziva jer ono tada gubi svoju svrhu te dolazi do povećanja trenja u prijenosu [5].

Ručno podmazivanje lanca se koristi za otvorene pogone koji rade u neabrazivnom okruženju. Ova metoda podmazivanja bi trebala biti ograničena na prijenose s malim brzinama

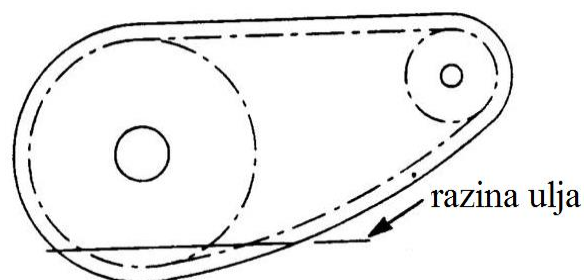
lanca. Podmazivanje se može obavljati kistom ili kanticom za ulje tako da se između spojnice lanca nanosi sloj ulja [36].

Kada se lanac podmazuje kapanjem, važno je da ulje kapa na unutarnju stranu lanca i na spojnice kako bi došlo do zgloba članka i podmazalo bitne dijelove bez uzaludnog rasipanja. Brzina kapanja kod podmazivanja iznosi oko 4 do 14 kapi po minuti. Na slici 5.14. prikazan je način i neki sustavi podmazivanja kapanjem [5].



Slika 5.14. Podmazivanje kapanjem, a) isparavan i neispravan način podmazivanja zgloba lanca; b) podmazivanje kapanjem iz spremnika s uljem, c) podmazivanje specijalnim lančanicom [5, 36, 38]

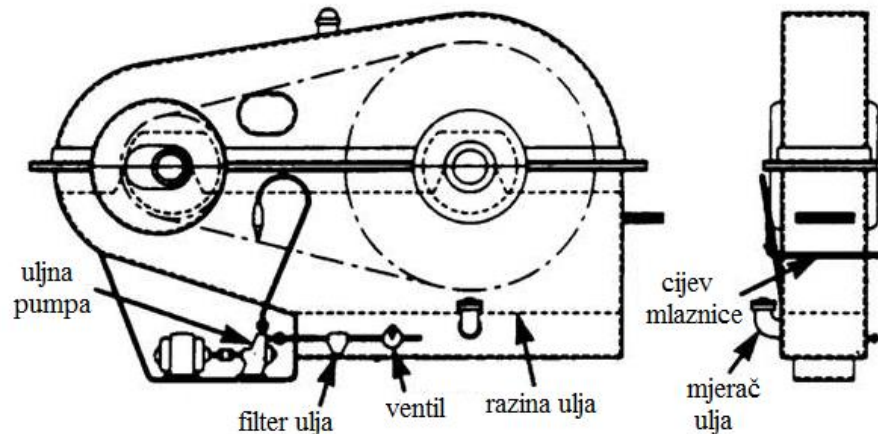
Podmazivanje u kupki funkcionira tako da se donja traka lanca uranja do pola širine spojnice u ulje, a još bolji rezultat podmazivanja dobiva se ugradnjom koluta za prskanje ulja koji svojom rotacijom ulje iz kupke razbacuje po lancu. Sistem podmazivanja u kupki je prikazan na slici 5.15. [5].



Slika 5.15. Podmazivanje lanca u uljnoj kupki [36]

Kod optočnog tlačnog podmazivanja ulje se jednoličnim mlazom vodi na unutarnju stranu lanca u smjeru gibanja. Ova metoda je predviđena za prisilno podmazivanje lančanih prijenosnika

velike snage, teško opterećene prijenose, prijenose velikih brzina ili tamo gdje se ne može koristiti uljna kupka i kolut za prskanje ulja. Pumpa za ulje osigurava kontinuirani dovod ulja na unutrašnju stranu donjeg raspona lanca. Kruženje ulja u sistemu pomaže u rasipanju topline i dovodi do boljeg podmazivanja i manje temperature lanca. Pumpa ulja može biti pogonjena elektromotorom kao što je prikazano na slici 5.16. Tamo gdje nije moguće korištenje elektromotora, pumpa se može pokretati tako da bude spojena lancem na jedan od lančanika u prijenosniku [5, 36].



Slika 5.16. Optočno tlačno podmazivanje lanca sa pumpom pogonjenom elektromotorom [36]

5.5. Materijali za izradu lanaca i lančanika

Lanci se izrađuju većinom od temper-lijeva, ali mogu biti i od čelika za cementiranje, čelika za poboljšavanje, nehrđajućeg čelika, polimernih materijala te karbonskih materijala [1].

Lančanici se izrađuju od legiranih čelika za cementiranje, čelika za poboljšanje, od čeličnog lijeva, u novije vrijeme od aluminijevskih legura, a mogu se izrađivati i od polimernih materijala. Zubi lančanika se kale kako bi se povećala otpornost na trošenje materijala. Čelici za cementiranje i poboljšanje se koriste kod malih lančanika, a čelični lijev za velike lančanike. Mali lančanici se kuju u ukovnju prema veličini i broju komada lančanika ili se kuju iz punog komada. Za lančanike do 25 zubi koristi se čelik za cementiranje, a preko 25 zubi lijevano željezo ili lijevani čelik [5].

5.6. Osnove proračuna lančanih prijenosnika

Osnove proračuna lančanih prijenosnika izvedene su pomoću literature [5].

Prijenosni omjer lančanih prijenosnika računa se izrazom (5.1):

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{z_2}{z_1} \quad (5.1)$$

gdje je: n_1, min^{-1} – brzina vrtnje malog lančanika; n_2, min^{-1} – brzina vrtnje velikog lančanika; z_1 – broj zubi malog zupčanika; z_2 – broj zubi velikog zupčanika.

Za lančane prijenose općenito se kao vrijednost uzima $i \leq 7$, a kod malih brzina lanaca prijenosni omjer može biti i do $i = 10$. Prijenose s velikim brzinama vrtnje treba izbjegavati jer imaju lošu iskoristivost [5].

Lanac je potrebno odabrati prema snazi koju će prenositi i prema brzini malog lančanika. Izračun udarne snage računa se izrazom (5.2). Udarana snaga P_D reducirana na jednostruki lanac zavisi o vrsti pogona i broja zubi malog lančanika [5].

$$P_D = \frac{P}{m * k} \quad (5.2)$$

gdje je: P_D, kW – udarna snaga reducirana na jednostruki lanac; P, kW – snaga koju lanac treba prenijeti; m – faktor nošenja lanca (za jednostruke lance $m=1$, za dvostruke $m=1,75$, za trostruke $m=2,55$); k – faktor snage.

Broj članaka lanca dobiva se iz izraza (5.3):

$$X = 2 \frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 * \frac{p}{a'} \quad (5.3)$$

gdje je: X – broj članaka (zaokružuje se na cijeli broj); p, mm – korak lanca; a', mm – približna vrijednost razmaka osi; z_1, z_2 – broj zuba lančanika.

Kada se izračuna broj članaka lanca, tada se može izračunati i duljina lanca pomoću izraza (5.4):

$$L = p * X \quad (5.4)$$

gdje je: L, mm – duljina lanca; p, mm – korak lanca; X – broj članaka lanca.

Točan razmak osi lančanog prijenosnika računa se izrazom (5.5):

$$a = \frac{p}{8} \left(2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - f(z_2 - z_1)^2} \right) \quad (5.5)$$

gdje je: a , mm – točan razmak osi; p , mm – korak lanca; X – broj članaka lanca; z_1, z_2 – broj zuba lančanika; f – faktor proračunavanja za razmak osi.

Promjer diobene kružnice lančanika računa se prema izrazu (5.6):

$$d = p * n_z \quad (5.6)$$

gdje je: d , mm – promjer diobene kružnice lančanika; p , mm – korak zupčastog remena; n_z – faktor broja zubi.

Brzina lanca prijenosnika računa se izrazom (5.7):

$$v = d_1 * \pi * n_1 = d_2 * \pi * n_2 \quad (5.7)$$

gdje je: v , m/s – brzina lanca; d_1, d_2 , m – promjeri diobenih kružnica lančanika; n_1, n_2 , s⁻¹ – brzina vrtnje lančanika.

Vučna sila lanca iznosi:

$$F = P/v \quad (5.8)$$

gdje je: F , N – vučna sila lanca = obodna sila lančanika; P , W – snaga koja se prenosi; v , m/s – brzina lanca = obodna brzina lančanika prema izrazu (5.7).

Centrifugalna sila računa se jer se članci lanca gibaju kružno preko lančanika prema izrazu (5.9).

$$F_f = q * v^2 \quad (5.9)$$

gdje je: F_f , N – centrifugalna sila opterećenja trake lanca; q , kg/m – težina lanca po metru duljine; v , m/s – brzina lanca.

Ukupna vučna sila prijenosnika iznosi:

$$F_G = F_f + F \quad (5.10)$$

gdje je: F_G , N – najveća vučna sila u lančanoj traci; F , N – vučna sila lanca; F_f , N – centrifugalna sila opterećenja trake lanca.

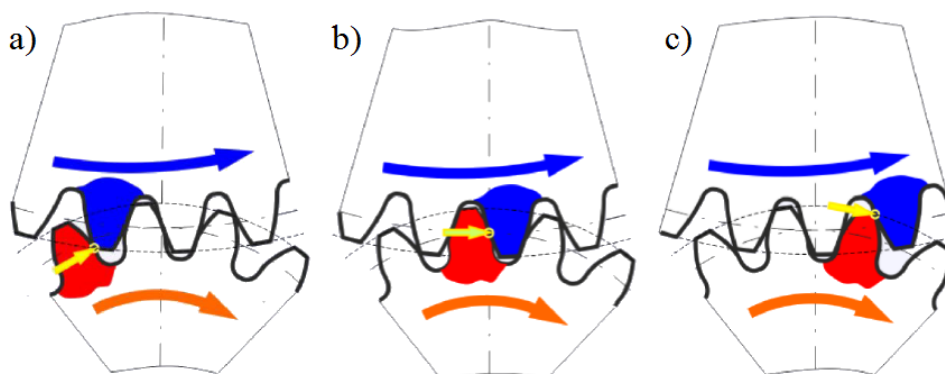
6. ZUPČASTI PRIJENOSNICI

Zupčasti prijenosnici su sklopovi koji gibanje i zakretni moment prenose neposredno oblikom, tj. neposrednim ulaskom zubaca jednog zupčanika u uzubine drugog zupčanika (tzv. kinematičko zatvaranje). Zupčastim prijenosnicima može se obavljati prijenos okretnog momenta, promjena brzina vrtnje, promjena smjera vrtnje te transformacija kružnog u pravocrtno gibanje kod zupčaste letve. Prijenos kod zupčastih prijenosnika je sinkron i bez proklizavanja [1, 5].

Uvjet prijenosa okretnog momenta kod zupčastih prijenosnika je uzajamna tangencijalna nepokretnost spoja vratilo-zupčanik. U protivnom se zupčanik vrti na vratilu, ili se vratilo vrti u zupčaniku bez prijenosa okretnog momenta sa zupčanika na vratilo. Zupčanici mogu biti u zahvatu kada su ispunjena dva uvjeta a to su da zupčanici moraju imati isti modul te da broj zubaca svakoga zupčanika mora biti cijeli broj i mora biti jednak broju njegovih koraka [5, 39].

S obzirom na prijenosni omjer, zupčasti prijenosnici se mogu podijeliti na [1]:

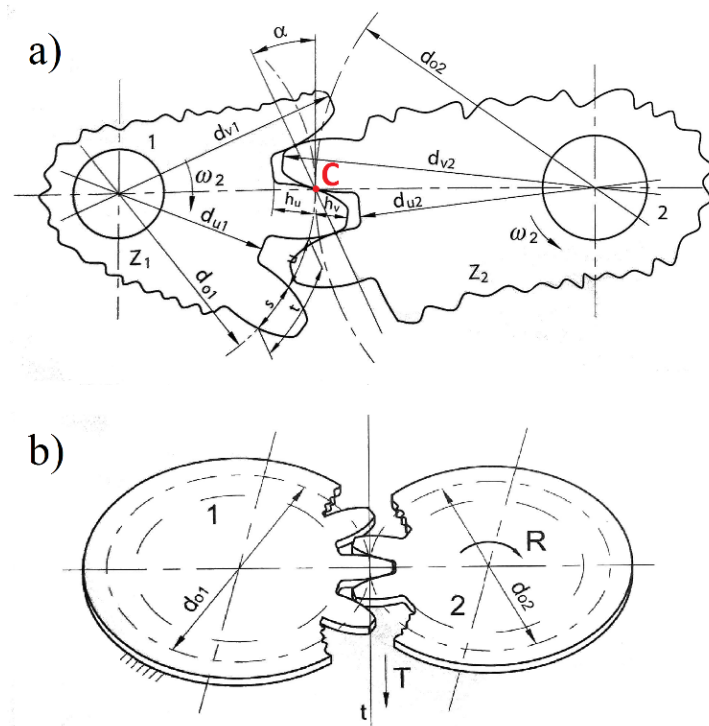
- prijenosnike sa stalnim prijenosnim omjerom
- prijenosnike s mogućnošću mijenjanja prijenosnog omjera – mjenjači brzina
- razdjelne prijenosnike – pogon na više vratila istovremeno



Slika 6.1. Pojednostavljen prikaz principa rada zupčastih prijenosnika, a) uspostavljanje kontakta zuba; b) zakretanje zupčanika zbog međusobnog valjanja zubi; c) prekidanje kontakta zuba [39]

Mjesto dodira zubaca dvaju zupčanika za vrijeme zahvata naziva se zupčasti zglob (slika 6.2.b). Dodirno mjesto se prikazuje uzdužnom crtom bokova zubaca na diobenim promjerima zupčanika. Dva zupčanika se svojim kinematičkim kružnicama dodiruju u točki C koja se naziva

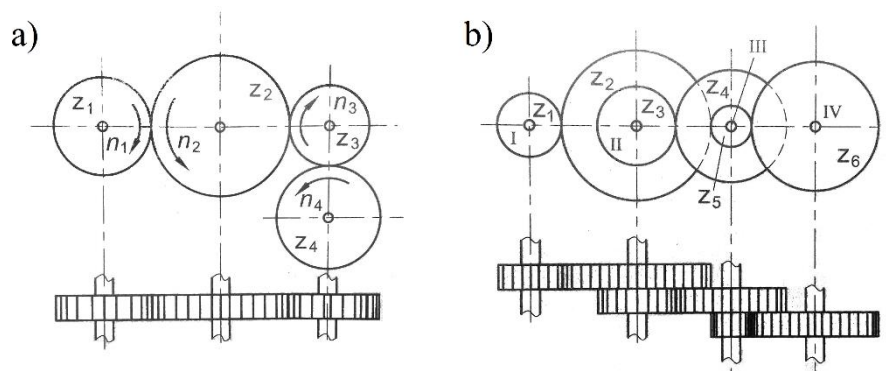
kinematičkim polom (slika 6.2.a). Kinematički pol predstavlja presjecište spojnice dvaju zupčanika u zahvatu i njihovih kinematičkih kružnica. Te dodirne kružnice se kotrljaju jedna po drugoj bez klizanja. Dodirne kružnice se poklapaju s diobenim kružnicama zupčanika i dijele zubac na dva dijela – glavu zupca koja se nalazi iznad diobene kružnice i korijen zupca koji se nalazi ispod diobene kružnice. Zahvat ostvaruju uzdužne crte bokova zubaca pogonskog i izvršnog zupčanika. Ako se spoje sve trenutne dodirne točke na bokovima zubaca u zahvatu, od ulaska u zahvat do izlaska iz zahvata, dobije se zahvatna crta čiji oblik ovisi o obliku boka zupca [1].



Slika 6.2. Načelo prijenosa zupčastim prijenosnikom i zupčasti zglob, a) par zupčanika evolventnog ozubljenja u zahvatu; b) zupčasti zglob: 1) nepomični zupčanik, 2) zupčanik koji se apsolutno giba (R – rotacija, T - translacija) [1]

Prema složenosti, zupčasti prijenosnici se dijele na jednostavne i složene. Jednostavni zupčasti prijenosnici (Slika 6.3.a.) na svakom vratilu (ili osovini) imaju po jedan zupčanik. Izlazni smjer vrtnje ovisi o broju ugrađenih međuzupčanika, pa tako neparan broj zupčanika uzrokuje isti smjer vrtnje izlaza kao što je bio na ulazu. Složeni zupčasti prijenosnici (Slika 6.3.b.) su oni kod kojih je broj vratila (ili osovina) manji od broja zupčanika, što znači da se na nekim vratilima

nalazi više zupčanika. Među složene zupčaste prijenosnike spadaju mjenjači brzine vrtnje koji omogućuju postizanje više prijenosnih omjera [1].



Slika 6.3. Jednostavan (a) i složeni (b) zupčasti prijenosnik [1]

Prednosti zupčastih prijenosa su [39]:

- visok stupanj iskorištenja
- male dimenzije
- rade sa širokim rasponom snaga i brzina
- trajnost i izdržljivost
- rade sinkrono

Mane zupčastih prijenosa su [39]:

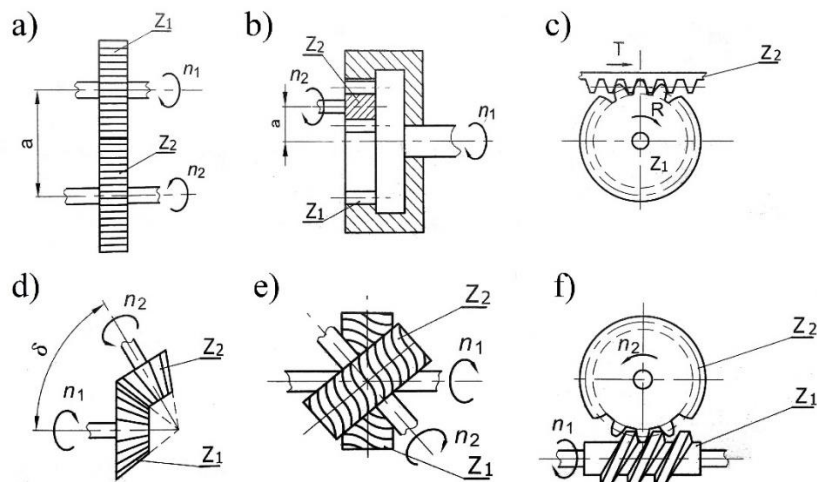
- najskuplji od svih mehaničkih prijenosnika
- potrebna vrlo precizna izrada
- buka u radu (osim kod pužnih prijenosnika)
- velika krutost u zahvatu

6.1. Podjela zupčanika

Zupčanici se dijele po svome obliku koji ovisi o međusobnom položaju osi vratila u prijenosu kao što je prikazano na slici 6.4. Razlikuju se po obliku tijela i po obliku uzdužne crte boka zupca. Prema obliku tijela i uzdužne crte boka zupca razlikujemo ove zupčanike [1]:

- čelnici s ravnim, kosim, strjelastim, pomaknutim i lučnim zupcima
- stožnici s ravnim, kosim, spiralnim, lučnim i evolventnim zupcima

- vijčanici koji imaju zavojne zupce
- puž i pužno kolo koji isto imaju zavojne zupce



Slika 6.4. Osnovni oblici zupčanika, a) čelnici vanjskog ozubljenja; b) čelnici unutarnjeg ozubljenja; c) zupčana letva; d) stožnici; e) vijčanici; f) puž i pužno kolo [1]

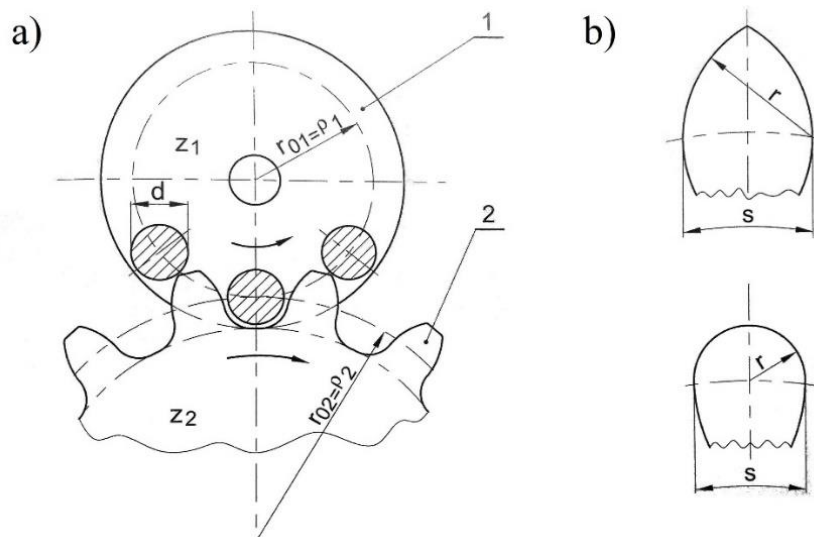
6.2. Vrste ozubljenja zupčanika

Zupčanici mogu imati različita ozubljenja (profile) boka zuba. Ozubljenja mogu biti evolventno, cikloidno te specijalna ozubljenja (satno, čepno, krunsko, cilindrično,...). Zakon ozubljenja zahtijeva da bokovi zubi moraju biti kinematski ispravno oblikovani [1, 5].

Evolventno ozubljenje mogu imati svi oblici zupčanika od čelnika, stožnika, vijčanika do puža i pužnog kola i to je najčešći oblik ozubljenja u strojarstvu. Glavni razlog tome je to što je izrada takvog ozubljenja zupčanika jednostavna i moguća raznim postupcima kao što su glodanje i specijalnim blanjalicama. Zupčanici evolventnog ozubljenja ne zahtijevaju veliku preciznost ugradnje kao zupčanici cikloidnog ozubljenja [1].

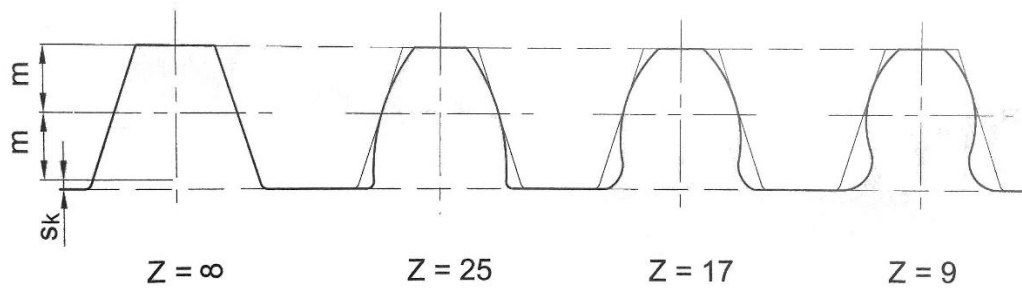
Evolventa je krivulja koju opisuje jedna točka pravca koja se valja po kružnici. Kod evolventnog ozubljenja zahvatna crta bokova zubi (dodirnica) je pravac na kojoj leže sve trenutačne točke dodira bokova dvaju zubaca od ulaska do izlaska iz zahvata. Kut dodirnice predstavlja kut kojega zatvara dodirnica i tangenta na dodirne kružnice u kinematičkoj točki C. Najčešći iznos kuta dodirnice je $\alpha=20^\circ$ [1].

Među specijalnim ozubljenjima, najčešće se koriste čepno te satno ozubljenje dok ostala specijalna ozubljenja imaju neznatnu primjenu. Zupčanici s čepnim ozubljenjem se sastoje od kružne ploče koja na diobenom krugu polumjera ima usađene valjkaste čepove i koriste se u paru sa zupčanikom kojemu je korijen zuba u obliku kružnog luka. Satno ozubljenje se koristi u mehaničkim satovima jer je serijska izrada takvih zupčanika jeftina [1].



Slika 6.7. Specijalna ozubljenja, a) čepno ozubljenje: 1) kružna ploča s čepovima, 2) zupčanik; b) osnovni oblici zubaca satnog ozubljenja [1]

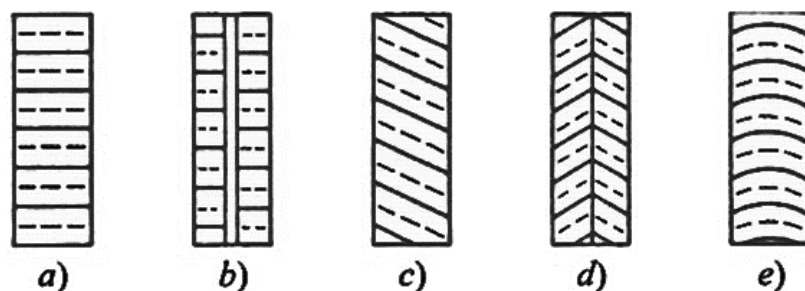
Granični broj zubaca (z_g) predstavlja najmanji broj zubaca koje manji zupčanik zupčastog para smije imati, a ovisi o kutu dodirnice. On osigurava da zupčasti par radi bez zapinjanja vrha zupca većeg zupčanika u korijen zupca manjeg zupčanika. Ako bi dolazilo do zapinjanja zubaca povećalo bi se njihovo trošenje, prijenos bi bio nejednoličan i moglo bi doći do loma zubaca. Pri dimenzioniranju zupčastog para poželjno je da manji zupčanik ima što manje zubaca jer to osigurava veći prijenosni omjer te manje zauzimanje prostora. Ako je broj zubaca manji od graničnog broja zubaca za određeni kut dodirnice, on se naziva korigirani broj zubaca, jer je zupce toga zupčanika potrebno korigirati naknadnom obradom. Korektura se može provesti podrezivanjem zupca, smanjivanjem visine zubaca na većem zupčaniku, povećanjem zahvatnog kuta te pomakom profila. Najčešće se koristi postupak podrezivanja kojim se smanjuje debljina zupca u korijenu [1].



Slika 6.8. Ovisnost oblika boka zuba o broju zuba [1]

6.3. Čelnici

Čelnici su najčešće korišteni oblik zupčanika koji se koriste za prijenose s usporednim osima. Mogu biti izvedeni s vanjskim i unutarnjim ozubljenjem, a oblik bokova zupca može biti ravan, kosi, strjelasti, lučni i pomaknuti kao što je prikazano na slici 6.9. U jednom stupnju prijenosa, čelnim zupčanicima s ravnim zubima može se postići prijenosni omjer oko 8, a kod zupčanika s kosim zubima i do 20. Najčešće se koriste čelnici s ravnim zupcima jer su jednostavniji i jeftiniji za izradu od drugih oblika čelnika. Čelnici s kosim zubima omogućuju tiši i mirniji rad zbog većeg stupnja prekrivanja zubaca, te veći prijenosni omjer nego kod čelnika sa ravnim zupcima. Čelnici s pomaknutim zupcima se koriste tamo gdje je potreban kontinuiran i ugladen prijenos jer pomak omogućuje da je kontakt zuba pri prijenosu konstantan, kao i kod čelnika s kosim zubima. Strjelasti zupci su skupi za izradu i koriste se kod velike aksijalne sile i kada se želi smanjiti bočno pomicanje između dva čelnika [40].



Slika 6.9. Oblici bokova na čelnicima, a) ravni zubi; b) pomaknuti zubi; c) kosi zubi; d) strjelasti zubi; e) lučni zubi [5]

6.3.1. Osnove proračuna čelnika

Osnove proračuna su izvedene iz literature [5].

Prijenosni omjer:
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6.1)$$

Kinematski prijenosni omjer:
$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.2)$$

Dvije kinematske kružnice dodiruju se međusobno u kinematskom polu C, što znači da imaju jednake obodne brzine [5]:

Obodne brzine
$$v_w = d_{w1} * \pi * n_1 = d_{w2} * \pi * n_2 \quad (6.3)$$

gdje je: v_w , m/s – obodna brzina kinematskih kružnica; d_{w1} , d_{w2} , m – promjeri kinematskih kružnica; n_1, n_2 , s^{-1} – brzine vrtnje zupčanika.

Iz gornjeg izlaza proizlazi:

Prijenosni omjer
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \quad (6.4)$$

gdje su: r_{w1}, r_{w2} , m - radijusi kinematskih kružnica.

Opseg diobene kružnice je:

$$O = z * p = \pi * d \quad (6.5)$$

Korak p predstavlja razmak od zuba do zuba na diobenoj kružnici i računa se izrazom:

$$p = \pi * m \quad (6.6)$$

gdje je m – modul.

Modul se izračunava prema izrazu (6.7):

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \quad (6.7)$$

gdje je: z – broj zuba; d , mm – promjer diobene kružnice; p , mm – korak.

Promjer tjemene, podnožne i temeljne kružnice nultih prijenosnika vanjskog i unutarnjeg ozubljenja računa se prema sljedećim izrazima:

$$\text{Promjer tjemene kružnice} \quad d_a = d + 2h_a \quad (6.8)$$

$$\text{Promjer podnožne kružnice} \quad d_f = d - 2h_f \quad (6.9)$$

$$\text{Promjer temeljne kružnice} \quad d_b = d * \cos\alpha \quad (6.10)$$

$$\text{NULTI razmak osi} \quad a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \quad (6.11)$$

gdje je: d , mm - promjer diobene kružnice; d_a , mm - promjer tjemene kružnice; h_a , mm – tjemena visina zupca; d_f , mm - promjer podnožne kružnice; h_f , mm – podnožna visina zupca; d_b , mm – promjer temeljne kružnice; α , ° – standardni kut zahvatne linije.

Granični broj zubaca zupčanika iznosi:

$$\text{Teoretski granični broj zubaca} \quad z_g = 2/\sin^2\alpha \quad (6.12)$$

$$\text{Praktički granični broj zubaca} \quad z'_g \approx \frac{5}{6} z_g \quad (6.13)$$

Ako je $z_1 < z_g$ potrebno je izvršiti skraćenje glave zupčanika s unutarnjim ozubljenjem [5].

Visina zubaca h sastoji se od tjemene visine zupca (h_a) i podnožne visine zupca (h_f). Podnožna visina mora biti malo veća kako ne bi dolazilo do dodirivanja tjemene i podnožne kružnice [5].

$$h = h_a + h_f \quad (6.14)$$

Tjemena zračnost je zračnost između podnožne i temeljne kružnice, a nalazi se u granicama između 0.06 ÷ 0.26 m. Slijedi da je podnožna visina zupca:

$$h_f = 1,2 * m \quad (6.15)$$

Debljina zupca se mjeri na diobenoj kružnici. Ako su debljine zubaca zupčanog para jednake, tada teorijski i širine uzubina moraju biti jednake debljini zubaca.

Nazivna obodna sila iznosi:

$$F_t = T_1/r_1 = P_1/v \quad (6.16)$$

gdje je: F_t , N – prosječna vrijednost obodne sile na diobenom promjeru; T_1 , Nm – nazivni okretni moment malog zupčanika; r_1 , m – diobeni promjer malog zupčanika (kod čelnika s kosim zubima

uvrštava se r_{t1}); p_1 , W – nazivna snaga koju treba prenijeti malim zupčanikom; v , m/s – obodna brzina diobenih kružnica $= d_1 * \pi * n_1$.

Iskoristivost prijenosnika se računa izrazom (6.17):

$$\eta = P_2/P_1 = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 * i} \quad (6.17)$$

Prijenosni omjer prijenosnika s više stupnjeva jednak je umnošku pojedinih prijenosnih omjera:

$$i_g = i_I * i_{II} * \dots * i_n \quad (6.18)$$

Pomoću i_g izračunava se pogonski moment:

$$T_1 = \frac{T_n}{i_g * \eta_g} \quad (6.19)$$

gdje je: T_n , Nm - gonjeni moment.

Sile koje na sebe preuzimaju vratilo i ležajevi računaju se danim jednadžbama (sile trenja su zanemarene):

$$\text{Obodna sila} \quad F_{w1} = F_w * K_1 = \frac{K_1 * T_1}{r_{tw1}} = \frac{P_1 * K_1}{\omega_1 * r_{tw1}} = \frac{P_1 * K_1}{v_w} \quad (6.20)$$

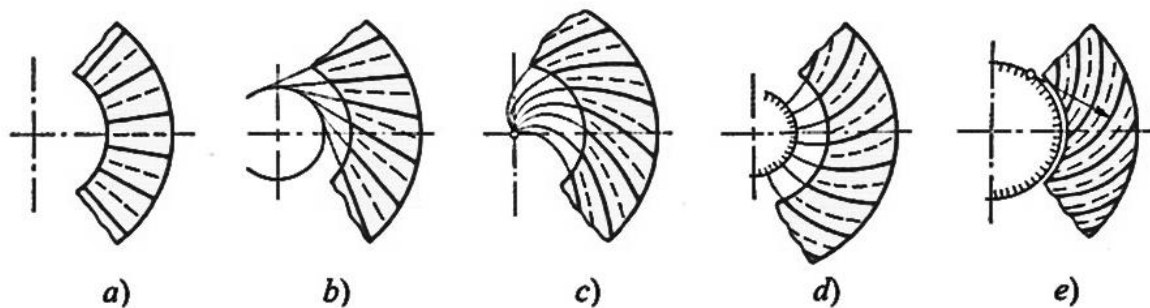
$$\text{Aksijalna sila} \quad F_{wa} = F_{w1} * \tan\beta_w \approx F_{wt} * \tan\beta \quad (6.21)$$

$$\text{Radijalna sila} \quad F_{wr} = F_{wt} * \tan\alpha_{tw} \quad (6.22)$$

gdje je: F_w , N – nazivna obodna sila na kinematskom promjeru u čeonom presjeku; F_{wt} , N – obodna sila na kinematskom promjeru u čeonom presjeku; F_{wa} , N – aksijalna sila na kinematskom cilindru; F_{wr} , N – radijalna sila; T_1 , Nm – nazivni okretni moment zupčanika 1; K_1 – pogonski faktor; r_{tw1} , m – radijus kinematske kružnice zupčanika 1 u čeonom presjeku; ω_1 , rad/s – kutna brzina zupčanika 1; P_1 , W - nazivna snaga zupčanika 1 koju treba prenijeti; v_w , m/s – obodna brzina kinematskih kružnica; β_w , ° – kut nagiba boka na kinematskom cilindru.

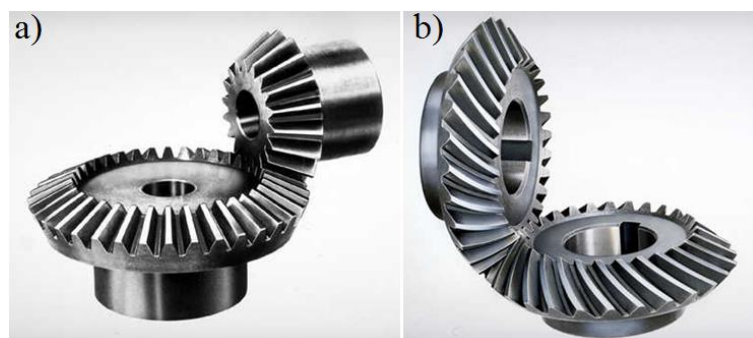
6.4. Stožnici

Stožnici ili stožasti zupčanici se koriste za osi koje se križaju, najčešće pod 90° . Evolventni bok stožnika nastaje valjanjem ravnine po stošcu oko zajedničke ravnine. Mogu biti izvedeni s vanjskim i unutarnjim ozubljenjem, a oblik bokova zupca može biti ravan, kosi, lučni, spiralni i evolventni kao što je prikazano na slici 6.10. [1].



Slika 6.10. Oblici bokova na stožnicima, a) ravni zubi; b) kosi zubi; c) spiralni zubi; d) evolventni zubi; e) lučni zubi [5]

Stožnici se mogu proizvoditi na dva načina: kopiranjem pomoću šablone i odvalnim postupkom. Postupak kopiranjem pomoću šablone je skup i kompliciran pa nema praktičnog značenja. Odvalni postupak se izvodi pomoću alata u obliku ozubnice s ravnim bokovima kao kod čelnika te se dobiju bokovi koji nisu ni evolvente kružnice ni kugle. Zahvatna linija poprima oblik oktoide, krivulje u obliku osmice [5].



Slika 6.11. Primjeri parova stožnika, a) stožnici s ravnim zubima; b) stožnici sa spiralnim zubima [41]

Stožnici imaju široku primjenu, a najčešće je to u vlakovima, automobilima, raznim alatima, helikoptera i drugo. Vrlo često se koriste kod diferencijala automobila gdje omogućuju prijenos snage na kotače koji se vrte različitim brzinama (u zavoju, kod proklizavanja...). Stožnici su važni elementi u pogonskom sustavima helikoptera gdje se koriste za preusmjeravanje osovine s vodoravnog plinskog turbinskog motora na vertikalni rotor. Te komponente moraju podnijeti rad pri velikim brzinama, velikim opterećenjima i velikim brojem ciklusa opterećenja. Vrlo često se stožnici koriste i kao reduktori [42].

6.4.1. Osnove proračuna stožnika

Osnove proračuna su izvedene iz literature [5].

Kada bi se isječak kruga zatvorio i dodao odgovarajući broj zubi, dobiveni zupčanik bi se mogao zamisliti kao čelnik s većim brojem zubi, odnosno s dopunskim brojem zubi z_v koji se još naziva i virtualni broj zubi. Virtualni broj zubi računa se prema izrazu (6.23):

$$z_v = z / \cos \delta \quad (6.23)$$

Granični broj zubi računa se prema izrazu (6.24):

$$z'_{gK} \approx z_g * \cos \delta \quad (6.24)$$

gdje je $z'_{gK} = 14$, kao praktički granični broj zubi nultog čelnika s ravnim zubima, sa $\alpha = 20^\circ$.

Najveći modul m koji se javlja na stožniku bira se prema DIN ili HRN standardu. Srednji modul se računa jednadžbom:

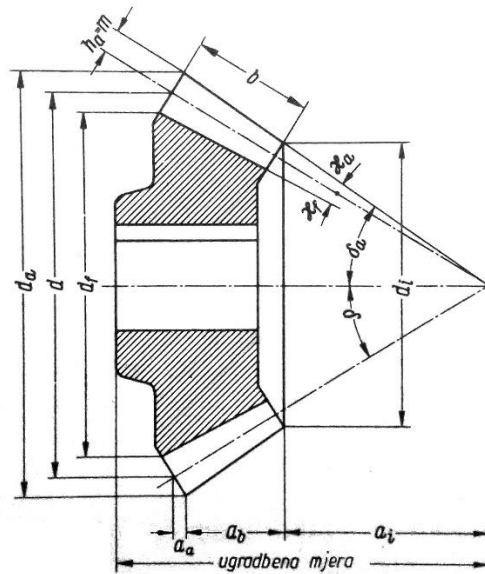
$$m_m = m \left(1 - \frac{0.5b}{R_a}\right) \quad (6.25)$$

gdje je: m_m , mm – srednji modul, m , mm – modul na čelu stožnika, b , mm – širina zuba, R_a , mm – odgovarajući polumjer osnovnog stožnika.

Aps. kinematski prijenosni omjer $u = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.26)$

Virtualni prijenosni omjer $u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} \quad (6.27)$

gdje je: z_1, z_2 – stvarni broj zubi stožnika, z_{v1}, z_{v2} – virtulni broj zubi stožnika.



Slika 6.12. Dimenzije stožnika s ravnim zubima [5]

Dimenzije stožnika s ravnim zubima računaju se sljedećim izrazima koji su dobiveni iz geometrijskih odnosa sa slike 6.12. [5]:

$$\text{Promjer diobene kružnice} \quad d = z * m \quad (6.28)$$

$$\text{Srednji promjer diobene kružnice} \quad d_m = z * m_m \quad (6.29)$$

$$\text{Promjer tjemene kružnice} \quad d_a = d + 2h_a * \cos\delta \quad (6.30)$$

$$\text{Promjer podnožne kružnice} \quad d_f = d - 2h_f * \cos\delta \quad (6.31)$$

$$\text{Tjemeni kut} \quad \tan\kappa_a = h_a/R_a \quad (6.32)$$

$$\text{Podnožni kut} \quad \tan\kappa_f = h_f/R_a \quad (6.33)$$

$$\text{Kut tjemelog stošca} \quad \delta_a = \delta + \kappa_a \quad (6.34)$$

$$\text{Projekcija širine zuba} \quad a_b = b * \cos\delta_a / \cos\kappa_a \quad (6.35)$$

$$\text{Projekcija tjemena zuba} \quad a_a = h_a * \sin\delta \quad (6.36)$$

$$\text{Unutarnji promjer tjemene kružnice} \quad d_i = d_a - 2b * \sin\delta_a / \cos\kappa_a \quad (6.37)$$

$$\text{Unutarnja visina stošca} \quad a_i = 0.5 d_i / \tan \delta_a \quad (6.38)$$

gdje je: m , mm – standardni modul, m_m , mm – srednji modul prema izrazu (6.25); h_a , m – tjemena visina zuba, h_f , m – podnožna visina zuba, R_a – radijus osnovnog stožnika.

Nazivna obodna sila iznosi:

$$F_{tm} = \frac{T_1}{r_{m1}} = \frac{P_1}{\omega_1 * r_{m1}} = \frac{P_1}{v_m} \quad (6.39)$$

gdje je: T_1 , Nm – nazivni okretni moment malog stožnika; r_{m1} , m – srednji radijus diobene kružnice malog stožnika; P_1 , W – nazivna snaga malog stožnika koju treba prenijeti; ω_1 , rad/s – kutna brzina malog stožnika; v_m , m/s – srednja obodna brzina stožnika.

Kod stožnika s ravnim zubima sile koje djeluju na zupčanik 1 su:

$$\text{Obodna sila} \quad F_{t1} = \frac{K_I * T_1}{r_{m1}} = \frac{P_1 * K_I}{\omega_1 * r_{m1}} = F_{tm} * K_I \quad (6.40)$$

$$\text{Aksijalna sila} \quad F_{a1} = F_{t1} * \tan \alpha * \sin \delta_1 \quad (6.41)$$

$$\text{Radijalna sila} \quad F_{r1} = F_{t1} * \tan \alpha * \cos \delta_1 \quad (6.42)$$

Na zupčanik 2 djeluju:

$$\text{Obodna sila} \quad F_{t2} = F_{t1} \quad (6.43)$$

$$\text{Aksijalna sila} \quad F_{a2} = F_{t2} * \tan \alpha * \sin \delta_2 \quad (6.44)$$

$$\text{Radijalna sila} \quad F_{r2} = F_{t2} * \tan \alpha * \cos \delta_2 \quad (6.45)$$

gdje je: T_1 , Nm – nazivni okretni moment malog stožnika; r_{m1} , m – srednji radijus diobene kružnice malog stožnika; K_I – pogonski faktor; ω_1 , rad/s – kutna brzina malog stožnika; F_{tm} , N – nazivna obodna sila na diobenoj kružnici

Kod stožnika s kosim i zakrivljenim zubima na zupčanik 1 djeluju sile:

$$\text{Obodna sila} \quad F_{t1} = \frac{K_I * T_1}{r_{tm1}} = \frac{P_1 * K_I}{\omega_1 + r_{tm1}} \quad (6.46)$$

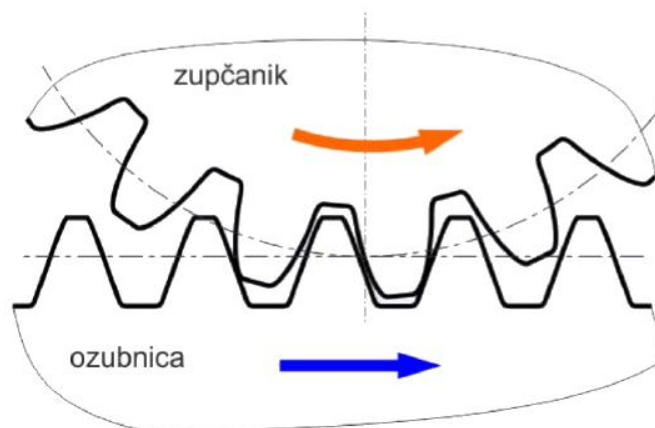
Aksijalna sila $F_{a1} = F_{t1} \left(\tan\alpha_n \frac{\sin\delta_1}{\cos\beta_m} \pm \tan\beta_m * \cos\delta_1 \right)$ (6.47)

Radijalna sila $F_{r1} = F_{t1} \left(\tan\alpha_n \frac{\cos\delta_1}{\cos\beta_m} \pm \tan\beta_m * \sin\delta_1 \right)$ (6.48)

gdje je: r_{tm1} , m – srednji radijus diobene kružnice malog stožnika.

6.5. Zupčasta letva (ozubnica)

Zupčasta letva je vrsta zupčastog prijenosnika koja služi za pretvorbu rotacije u translaciju i koristi se u paru sa čelnikom. Zupčastu letvu možemo smatrati kao zupčanik s beskonačnim polumjerom, koji nastaje kada se čelnom zupčaniku diobeni promjer poveća do beskonačnog, pa bokovi zubaca postaju ravne crte. Zupčasta letva se može gibati pravocrtno ili biti nepomična. Profil zupčaste letve je standardiziran za sve zupčanike. Kut zahvatne linije je standardiziran sa $\alpha = 20^\circ$ [1].



Slika 6.13. Princip rada zupčaste letve (ozubnice) [43]

6.6. Vijčanici

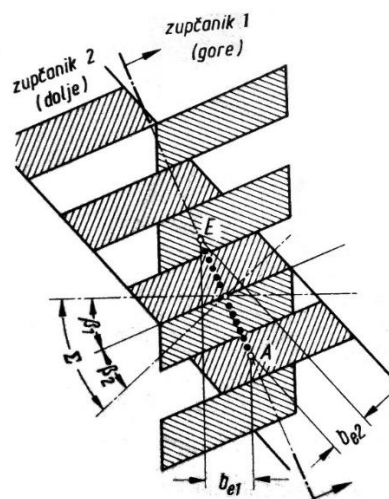
Vijčanici su zupčasti prijenosnici koje čine čelni zupčanici s kosim zubima kojima osi nisu usporedne, već se sijeku pod nekim kutom. Zubi obaju zupčanika imaju najčešće jednak smjer uspona i lijevohodni su. Sumom kutova zuba korištenih zupčanika daje kut pod kojim se sijeku

vratila prijenosnika. Na primjer, ako su zubi oba zupčanika pod kutom od 45° , to znači da se vratila sijeku pod kutom od 90° . Kod vijčanika dolazi do međusobnog valjanja bokova i do uzdužnog klizanja zuba. Vijčanicima je moguće postići prijenosne omjere od 1 do 5 [5].



Slika 6.14. Vijčanik čije se osi sijeku pod 90° [44]

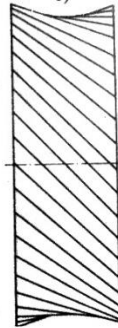
Vijčanici su svojim djelovanjem slični vijčanim prijenosnicima. Služe kao prijenosnici gibanja, a za manje kutove i kao prijenosnici snage. Primjenjuju se rijetko jer su mogu podnijeti samo mala opterećenja, zbog trošenja bokova zubi potrebni su materijali koji su vrlo otporni na trošenje, zahtijevaju vrlo preciznu izradu,... [1].



Slika 6.15. Prikaz zahvatne linije AE vijčanika [5]

Kinematski cilindri dodiruju se u točki, pa se i bokovi zuba dodiruju u točki. Na slici 6.15. prikazana je zahvatna linija AE dvaju vijčanika. Dodir bokova se događa samo u toj dužini tako da izvan nje nema dodira bokova. Zbog toga širina zuba ne treba biti veća nego što to zahtjeva zahvatna linija [5].

Vijčanici mogu biti izvedeni i kao hiperboloidni vijčanici čime se dobivaju ravni zubi koji se ne moraju zakrivljavati po plaštu kinematskog cilindra te se time izbjegava neugodan dodir u točki vijčanika. Takvi vijčanici su teži i skuplji za izradu [5].



Slika 6.16. Hiperboloidni vijčanik [5]

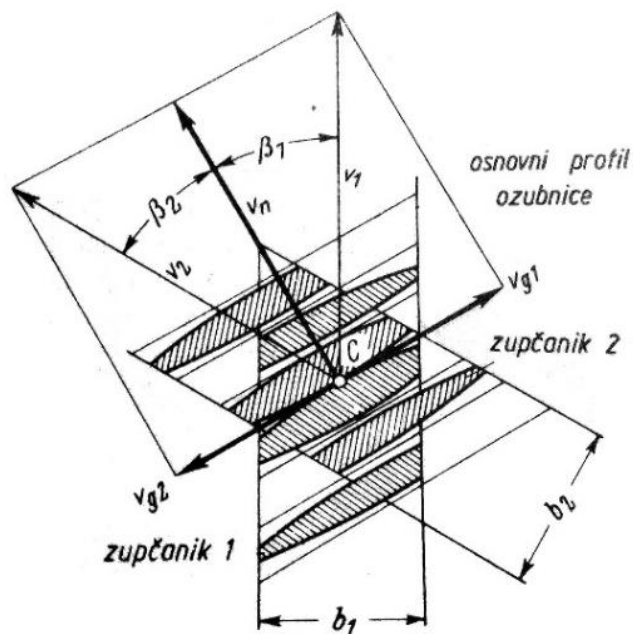
6.6.1. Osnove proračuna vijčanika

Osnove proračuna vijčanika su izvedene iz literature [5].

Kut koji zatvaraju osi vijčanika:

$$\Sigma = \beta_1 + \beta_2 \quad (6.49)$$

gdje je: $\beta_1, ^\circ$ – kut nagiba boka pogonskog zupčanika, $\beta_2, ^\circ$ – kut nagiba boka gonjenog zupčanika



Slika 6.17. Odnosi obodnih brzina i brzina klizanja [5]

Komponente brzine u smjeru uzdužne linije boka:

$$v_{g1} = v_1 * \sin\beta_1 \quad (6.50)$$

$$v_{g2} = v_2 * \sin\beta_2 \quad (6.51)$$

Komponente u smjeru zahvatne linije moraju imati jednaku vrijednost za oba zupčanika:

$$v_n = v_1 * \cos\beta_1 = v_2 * \cos\beta_2 \quad (6.52)$$

Brzina klizanja bokova:

$$v_g = v_{g1} + v_{g2} = v_1 \frac{\sin \Sigma}{\cos \beta_2} \quad (6.53)$$

gdje je: v_g , m/s – međusobna brzina klizanja bokova; v_{g1} , v_{g2} , m/s – uzdužne komponente brzine.

Obodne brzine diobenih kružnica:

$$v_1 = d_{t1} * \pi * n_1 \quad (6.54)$$

$$v_2 = d_{t2} * \pi * n_2 \quad (6.55)$$

gdje je: v_1 , v_2 , m/s – obodne brzine diobenih kružnica zupčanika; d_{t1} , d_{t2} , m – diobeni promjeri zupčanika; n_1 , n_2 , s⁻¹ – brzina vrtnje zupčanika.

Sile na pogonskom zupčaniku iznose:

Obodna sila $F_{t1} = K_1 * T_1 / r_{t1} \quad (6.56)$

Aksijalna sila $F_{a1} = F_{t1} * \tan(\beta_1 - \rho') \quad (6.57)$

Radijalna sila $F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan\alpha_n * \cos\rho'}{\cos(\beta_1 - \rho')} \quad (6.58)$

Sile na gonjenom zupčaniku iznose:

Obodna sila $F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos(\beta_2 + \rho')}{\cos(\beta_1 - \rho')} \quad (6.59)$

Aksijalna sila $F_{a2} = F_{t2} * \tan(\beta_2 + \rho') \quad (6.60)$

Radijalna sila $F_{r2} = F_{r1}$ (6.61)

gdje je: F , N – sile; K_1 – pogonski faktor ≥ 1 ; T_1 , Nm – nazivni okretni moment pogonskog zupčanika; r_{t1} , m – radijus diobene kružnice zupčanika = $d_{t1}/2$; ϱ' - reducirani kut trenja.

Iskoristivost vijčanika računa se izrazom:

$$\eta_g \approx \eta_s * \eta = \frac{1 - \tan\varrho' * \tan\beta_2}{1 + \tan\varrho' * \tan\beta_1} \quad (6.62)$$

gdje je: η_s – iskoristivost zbog vijčanog djelovanja; η - iskoristivost (valjanje bokova i trenje ležaja)

Pogonska snaga dana je izrazom:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_g} = T_1 * \omega_1 \quad (6.63)$$

gdje je: P_1 , W – pogonska snaga; P_2 , W – izlazna snaga; T_1 , Nm – nazivni okretni moment pogonskog zupčanika; ω_1 , rad/s – kutna brzina pogonskog zupčanika.

Faktor opterećenja iznosi:

$$C = \frac{F_t}{b_e * p_n} \quad (6.64)$$

gdje je: C , N/mm² – faktor opterećenja, F_t , N – obodna sila; b_e , mm – noseća širina zuba; p_n , mm – normalni korak = $m * \pi$.

6.7. Pužni prijenosnici

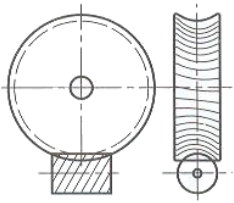
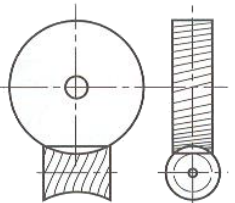
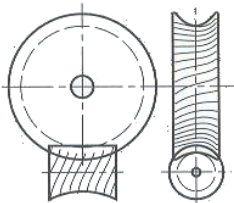
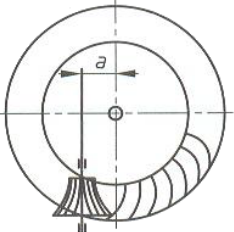
Pužni prijenosnici su vijčanici kojima se osi sijeku najčešće pod kutom od 90°. Koriste se tamo gdje su potrebni veliki prijenosni omjeri i tamo gdje prijenosnik mora zauzeti malo prostora u uređaju. Služe za prijenos snage između dva vratila koja su pod pravim kutom jedno prema drugome i koja se ne presijecaju. Ovaj prijenosnik omogućuje prijenosne omjere $i \leq 100$. Pužni prijenosnik ima samo jednim zupčasti par kojega čine puž i pužno kolo. Puž je pogonski dio, a pužno kolo gonjeni dio pužnog prijenosnika [1, 5].



Slika 6.18. Pužni prijenosnik [45]

Puž se može podijeliti prema više karakteristika. Prema broju zubaca može biti jednovojan i viševojan, prema nagibu zavojnice može biti lijevohodni i desnohodni, a prema obliku tijela cilindričan, globoidan i stožast. Pužno kolo po obliku može biti globoidno, globoidni stožac i čelnik s kosim zubima. U upotrebi su najčešći cilindrični jednovojni desnohodni puž te globoidno pužno kolo [1].

Prema vrsti pužni prijenosnici mogu biti: cilindrični pužni prijenosnik (cilindrični puž i globoidno pužno kolo), globoidni pužni prijenosnik (globoidni puž i globoidno pužno kolo), spiroidni pužni prijenosnik (stožasti puž i globoidni stožac) te pužni prijenosnik s globoidnim pužem i čelnikom s kosim zubima [1].

			
cilindrični pužni prijenos	globoidni pužni prijenos		stožasti spiralni
<ul style="list-style-type: none"> • Arhimedov puž • evolventni puž 	<ul style="list-style-type: none"> • puž je globoidan, a kolo cilindrično 	<ul style="list-style-type: none"> • puž i kolo su globoidni 	<ul style="list-style-type: none"> • puž je stožast, a kolo globoidni stožnik

Slika 6.19. Najčešće vrste pužnih prijenosnika [39]

Prednosti pužnih prijenosnika su: veliki prijenosni omjer, zauzimaju malo mjesta, tihi prijenos gibanja, pogodni su za sva opterećenja i obodne brzine te prigušuju titranja [1].

Nedostatak pužnih prijenosnika je skuplja izrada i ugradnja te loša iskoristivost koja se manifestira velikim gubicima trenjem koje se pretvara u toplinu i veliko trošenje bokova. Zbog toga je kod pužnih prijenosnika vrlo važno podmazivanje uljem koje se bira ovisno o brzini klizanja i faktoru opterećenja. Kod velikih brzina klizanja hlađenje uljem je izvedeno tlačno te sa hladnjacima ulja [5].

6.7.1. Materijali pužnih prijenosnika

Puževi se izrađuju od ugljičnih ili legiranih čelika za veće brzine vrtnje i veća opterećenja te od polimernih materijala kod manjih opterećenja. Puževi se toplinski obrađuju kaljenjem i cementiranjem, a mogu se i polirati kako bi se smanjilo trenje [1].

Pužna kola se izrađuju od mekših materijala nego puž, poput aluminijskih slitina, bronce, cinka i polimernih materijala [1].

6.7.2. Osnove proračuna pužnog prijenosnika

Osnove proračuna pužnog prijenosnika su izvedene iz literature [5].

Faktor oblika puža iznosi:

$$z_F = \frac{d_1}{m} \quad (6.65)$$

gdje je: z_F – faktor oblika puža; d_1 – srednji promjer puža; m – modul.

Kinematski prijenosni omjer pužnoga prijenosa računa se prema izrazu (6.66):

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.66)$$

gdje je: u – kinematski prijenosni omjer; z_1 – broj zubi puža; z_2 – broj zubi pužnog kola.

Prijenosni omjer je jednak kinematskom prijenosnom omjeru i računa se izrazom (6.67) :

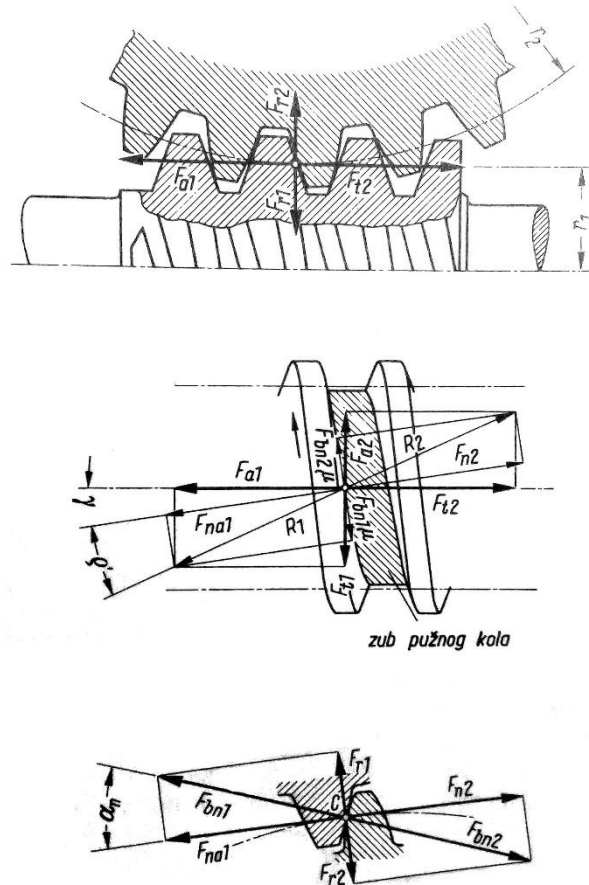
$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (6.67)$$

gdje je: i – prijenosni omjer; n_1, s^{-1} – brzina vrtnje puža; n_2, s^{-1} – brzina vrtnje pužnog kola.

Brzina klizanja bokova pužnog prijenosnika računa se prema izrazu (6.68):

$$v_g = \frac{d_1 * \pi * n_1}{\cos \gamma} \quad (6.68)$$

gdje je: v_g , m/s – međusobna brzina klizanja bokova; n_1 , s⁻¹ – brzina vrtnje puža; d_1 , m – srednji promjer puža; γ , ° – srednji kut uspona puža iz izraza: $\tan \gamma = z_1/z_F$.



Slika 6.20. Odnosi sila na pužnom prijenosniku [5]

Sile u pužu računaju se prema izrazima:

Obodna sila $F_{t1} = K_I * T_1 / r_1 \quad (6.69)$

Aksijalna sila $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \varrho')} \quad (6.70)$

Radijalna sila $F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n * \cos \varrho'}{\sin(\gamma + \varrho')} \quad (6.71)$

gdje je: F , N – sile na zubima; K_1 – pogonski faktor ≥ 1 ; T_1 , Nm – nazivni okretni moment puža; γ , $^\circ$ – srednji kut uspona puža; r_1 , m – polumjer srednje kružnice puža; α_n , $^\circ$ – normalni kut zahvatne linije; ϱ' - reducirani kut trenja koji se dobiva iz jednadžbe: $\tan \varrho' = \mu / \cos \alpha_n$; μ – koeficijent trenja na kliznim bokovima.

Sile na pužnom kolu dane su izrazima:

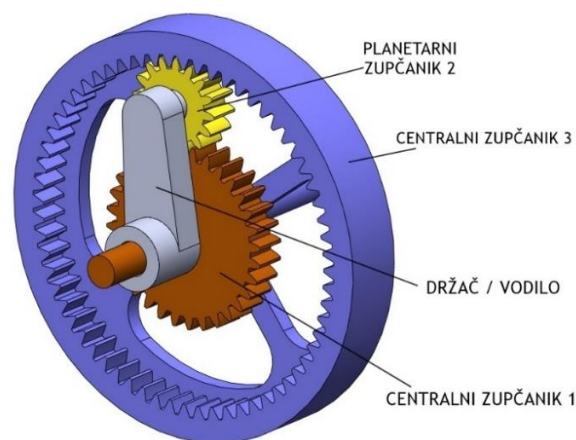
$$\text{Obodna sila} \quad F_{t2} = F_{a1} \quad (6.72)$$

$$\text{Aksijalna sila} \quad F_{a2} = F_{t1} \quad (6.73)$$

$$\text{Radijalna sila} \quad F_{r2} = F_{r1} \quad (6.74)$$

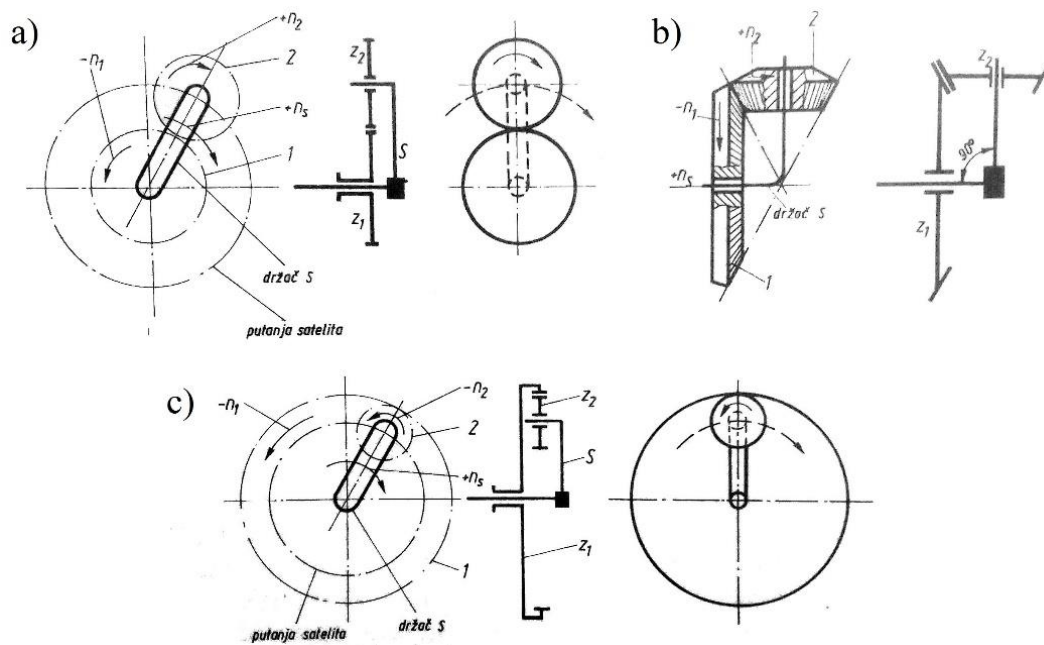
6.8. Planetarni prijenosnici

Planetarni prijenosnici su posebna vrsta zupčastih prijenosa. Kod standardnih zupčastih prijenosnika zupčanici rotiraju samo oko svoje vlastite osi koje su nepomične. Za razliku od njih, kod planetarnih prijenosnika članovi prijenosnika, tzv. planeti osim rotacije oko vlastite osi, vrše i rotaciju po unutarnjem obodu središnjeg (sunčanog) zupčanika. Planetarni prijenosnici se sastoje od najmanje dva zupčanika, sunčanoga i planetarnoga (satelita) te vodila, dok se u praksi većina planetarnih prijenosa sastoji se od dva centralna (sunčana), te jednog ili više planetarnih zupčanika. Glavna namjena im je smanjenje, povećanje ili regulacija brzine, promjena smjera vrtnje i slično. Najčešće se izvode s konstantnim prijenosnim omjerom, ali mogu biti izvedeni i sa promjenjivim omjerom. Omogućuju vrlo velike prijenosne omjere, čak do $i=10000$. Planetarni prijenosnici su najčešće izvedeni čelnicima, ali mogu biti izvedeni i stožnicima [1, 5].



Slika 6.21. Građa jednostavnog planetarnog prijenosnika [46]

Planetarni zupčanici se prema složenosti mogu podijeliti na jednostavne i složene. Jednostavni planetarni prijenosnici se izvode s otvorenim ili zatvorenim lancem zupčanika i samo jednom ručicom. Složeni planetarni prijenosnici imaju više od jedne ručice ili su složeni od više jednostrukih planetarnih prijenosnika. Jednostavni planetarni prijenosnici su prikazani na slici 6.22. Kod njih su dva zupčanika (1 i 2) uloženi u držač S koji se okreće oko središta sunčanog zupčanika 1 s vanjskim ili unutarnjim ozubljenjem brzinom vrtnje n_s . Prilikom proračuna prijenosnog omjera ovakvog prijenosnika brzine vrtnje svakog člana moraju imati ispravan predznak koji ovisi na koju stranu se rotira. Ako ide u smjeru kazaljke na satu predznak je plus (+), u suprotnom je predznak minus (-) [5].



Slika 6.22. Izvedbe jednostavnih planetarnih prijenosnika, a) pogon čelnicima, sunčani zupčanik s vanjskim ozubljenjem; b) pogon stožnicima s vanjskim ozubljenjem; c) pogon čelnicima, sunčani zupčanik s unutarnjim ozubljenjem [5]

Prednosti planetarnih prijenosnika su [1, 5]:

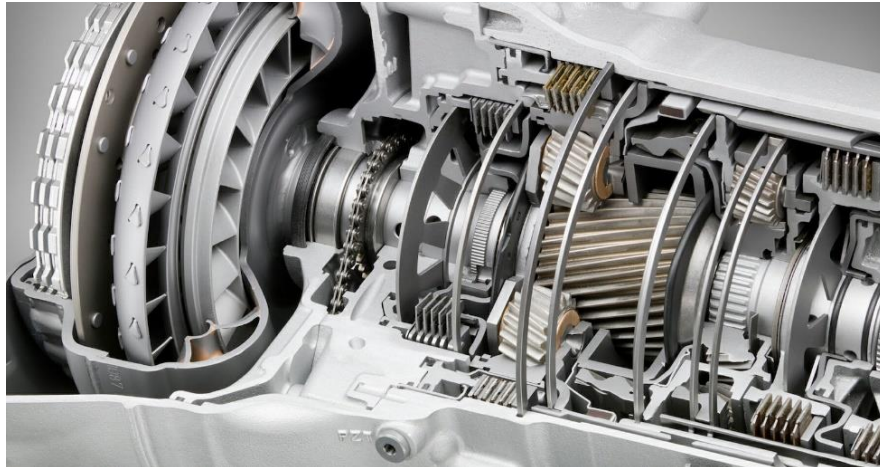
- mogućnost prijenosa velikih snaga
- mogućnost rada s velikim brzinama vrtnje
- povećana iskoristivost

- mogućnost kontinuirane promjena prijenosnog omjera
- manja osjetljivost na udarna opterećenja.

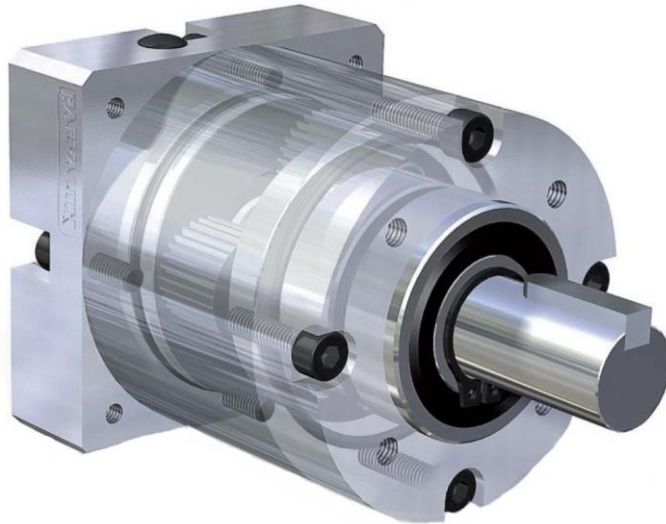
Nedostaci planetarnih prijenosnika su [1, 5]:

- komplicirana izvedba
- skuplja izrada
- veći broj dijelova
- teže održavanje

Planetarni prijenosnici se koriste u raznim strojevima i konstrukcijama kao što su turbinski motori, vjetroturbine, dizalice, u zglobovima robota, igračkama, tokarskim strojevima, diferencijalima i automatskim mjenjačima vozila, reduktorima *servo* i *step* motora, u alatnim strojevima i drugo.



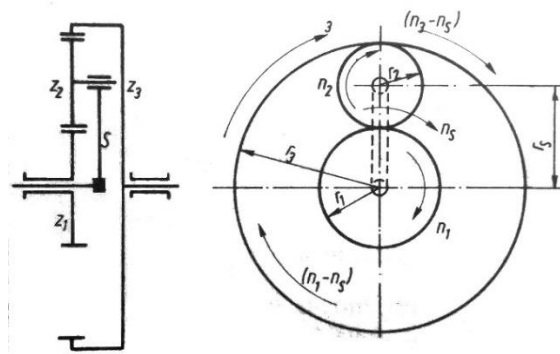
Slika 6.23. Planetarni prijenosnik u automatskom mjenjaču automobila [47]



Slika 6.24. Reduktor elektromotora izveden planetarnim prijenosnikom [48]

6.8.1. Osnove proračuna planetarnog prijenosnika

Opisane jednačbe će se odnositi na tip planetarnoga prijenosnika – 1AI iz literature [5]. Prilikom pisanja jednačbi treba voditi računa o predznaku zbog smjera okretanja svakog zupčanika. Na glavnoj osi su tri člana zupčanik 1 i 3 te držač S. U ovom prijenosu postoje dva stupnja slobode što znači da se radi o diferencijalu [5].



Slika 6.25. Prijenosnik s jednim vanjskim i jednim unutarnjim ozubljenjem [5]

Prijenosni omjer izračunava se izrazom (6.75):

$$\frac{n_1 - n_s}{n_3 - n_s} = - \frac{z_3}{z_1} \quad (6.75)$$

gdje je: n_1, s^{-1} – brzina vrtnje sunčanog zupčanika 1; n_2, s^{-1} – brzina vrtnje sunčanog zupčanika 3, n_s, s^{-1} – brzina vrtnje držača S; z_1, z_3 – brojevi zuba zupčanika 1 i 3.

Iz izraza (6.76) proizlazi za diferencijal:

$$z_1 n_1 + z_3 n_3 = (z_1 + z_3) n_s \quad (6.76)$$

$$n_1 + \frac{z_3}{z_1} n_3 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) n_s \quad (6.77)$$

Ako je zupčanik z_3 učvršćen ($n_3=0$) dobiva se planetarni reduktor u pogonu preko zupčanika 1, a planetarni multiplikator u pogonu preko držača S [5].

Prijenosni omjer planetarnog reduktora dobiva se jednadžbom:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1 + z_3}{z_1} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (6.78)$$

S obzirom da je $z_3 > z_1$ prijenosni omjer $i > 2$. Uzima se da je prijenosni omjer u granicama 2,5 do 10 [5].

Relativna brzina vrtnje planeta 2 prema držaču iznosi:

$$n_{2s} = \frac{z_1}{z_2} (n_1 - n_s) \quad (6.79)$$

Ako je iznos $n_1 = 0$ preko zupčanika z_3 se dobiva reduktor, a preko držača multiplikator. Prijenosni omjer kod reduktora za $n_1 = 0$ i prijenos preko zupčanika z_3 tada iznosi:

$$i = \frac{n_3}{n_s} = \frac{z_1 + z_3}{z_3} = 1 + \frac{z_1}{z_3} \quad (6.80)$$

U praksi se uzima da je iznos prijenosnog omjera u granicama $i=1.1$ do 1.7.

Brzina vrtnje planeta 2 je:

$$n_{2s} = -\frac{z_3}{z_2} (n_3 - n_s) \quad (6.81)$$

Suma momenata koji djeluju izvana mora prema uvjetima ravnoteže biti jednaka nuli. Momenti koji djeluju u smjeru kazaljke na satu su pozitivni, a suprotni su negativni [5].

$$\text{Suma momenata} \quad T_1 + T_3 + T_s = 0 \quad (6.82)$$

$$T_1 = F_{t1} * r_1 \quad (6.83)$$

Pogonski moment

$$T_3 = F_{t3} * r_3 = F_{t1} * r_1 * \frac{r_3}{r_1} \quad (6.84)$$

Gonjeni moment

$$T_s = -F_{ts} * r_s = -F_{t1} * r_1 \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) \quad (6.85)$$

gdje je: T_1, T_3, T_s, Nm - okretni momenti; $F_{t1}, F_{t3}, F_{ts}, N$ - obodne sile; r_1, r_3, r_s, m - polumjeri kinematskih kružnica i držača.

Kada se zanemare gubici, suma svih snaga mora biti jednaka nuli:

$$P_1 + P_3 + P_s = 0 \quad (6.86)$$

Suma snaga

$$T_1 * \omega_1 + T_3 * \omega_3 + T_s * \omega_s = 0 \quad (6.87)$$

$$P_1 = F_{t1} * r_1 * \omega_1 \quad (6.88)$$

Pogonska snaga

$$P_3 = F_{t3} * r_3 * \omega_3 = F_{t1} * r_1 * \frac{r_3}{r_1} * \omega_3 \quad (6.89)$$

Gonjena snaga

$$P_s = -F_{ts} * r_s * \omega_s = -F_{t1} * r_1 \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) * \omega_s \quad (6.90)$$

gdje je: P_1, P_3, P_s, W - snage; $\omega_1, \omega_3, \omega_s, rad/s$ - kutne brzine.

Prema jednadžbi (6.79) planet 2 vrši relativno gibanje u odnosu na svoju os u držaču S. Zbog toga dolazi do visoke prividne snage koja smanjuje iskoristivost prijenosnika. Ukupan gubitak za 1AI prijenosnik iznosi [5]:

$$\text{Gubitak snage} \quad P_{Guk} = \frac{F_{t2} * v_{r2} (1 - \eta_z * \eta_{L2})}{\eta_{Ls,3}} \quad (6.91)$$

Obodna brzina planeta oko

$$v_{r2} = 2r_2 * \pi * n_{2s} \quad (6.92)$$

vlastite osi

$$P_2 = P_1 - P_{Guk} \quad (6.93)$$

Odvedena snaga

$$P_{Guk} = P_1 (1 - \eta_{uk}) \quad (6.94)$$

Iskoristivost

$$\eta_{\text{uk}} = \frac{P_2}{P_2 + P_{\text{Guk}}} = \frac{1}{1 + \frac{P_{\text{Guk}}}{P_2}} \quad (6.95)$$

gdje je: P_{Guk} , W – ukupna snaga koja se gubi; v_{r2} , m/s – obodna brzina planeta 2; P_2 , W – odvedena snaga; η_z – gubici u zubima; η_{L2} – gubici u ležajevima planeta 2; $\eta_{Ls,3}$ – gubici u ležajevima držača i zupčanika 3; n_{2s} , s^{-1} – relativna brzina vrtnje planeta 2; r_2 – kinematski promjer planeta 2.

6.9. Materijali zupčastih prijenosnika i podmazivanje

Materijali koji se koriste za izradu zupčanika su različiti metali i nemetali te kombinacije metal/nemetal. Materijal se izabire ovisno o opterećenju, brzini vrtnje, trajnosti, radnoj temperaturi, otpornosti na kemikalije i drugim radnim uvjetima [1].

Zupčanici od metala se najčešće izrađuju lijevanjem te se zatim obrađuju ili se rade strojnom obradom sirovog materijala. Najčešće korišteni metali za izradu zupčanika su [1]:

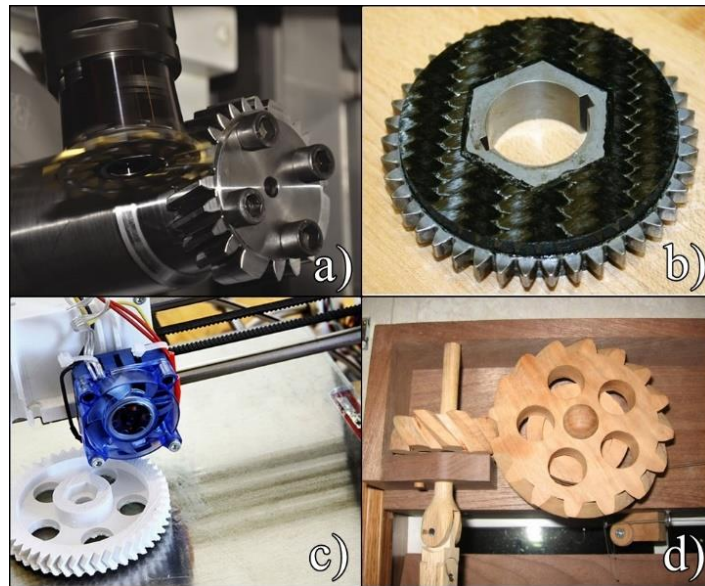
- ugljični ili legirani čelici – upotrebljavaju se kod svih opterećenja i u svim radnim uvjetima, a nakon izrade se dodatno toplinski obrađuju radi bolje otpornosti na trošenje nekima od postupaka obrade kao što su kaljenje, cementiranje ili nitriranje
- aluminijske slitine – upotrebljavaju se za manja opterećenja i kada je važno da zupčanici budu lagani
- bronca – upotrebljava se za male zupčanike, manja opterećenja i veće brzine vrtnje
- sinterirani materijali za strojne dijelove – upotrebljavaju se za velike serije malih zupčanika, a materijali su najčešće sinterirane bronce i čelici

Zupčanici od nemetala se izrađuju od raznim polimernih materijala kao što su resitex, novotex, vulkan-fiber i raznih vrsta plastike. Takvi zupčanici se koriste kod manjih opterećenja, lagani su, tihi, prigušuju udare i titranja, ne trebaju podmazivanje i otporni su na velik broj kemikalija. Zbog razvoja 3D printera, danas se zupčanici vrlo često printaju od raznih vrsta plastike [1].

Danas se sve češće počinju izrađivati i zupčanici od kombinacije metalnih i kompozitnih materijala. Polimerni kompoziti imaju polimernu matricu koja je ojačana staklenim vlaknima ili vlaknima ugljika, bora, berilija i drugih materijala. Zupčanici od kompozita s metalnom matricom imaju odlična mehanička svojstva dok zupčanici od polimernih kompozita imaju veliku čvrstoću, krutost, kemijsku otpornost i dobro prigušenje titraja [1].

Kompoziti s metalnom matricom mogu biti ojačani [1]:

- neprekinutim vlaknima od ugljika, volframa, bora ili silicijeva karbida
- isprekidanim vlaknima silicijeva karbida
- česticama silicijeva karbida



Slika 6.26. Primjeri materijala i postupka izrade zupčanika, a) zupčanik izrađen glodanjem na CNC glodalici; b) zupčanik izrađen kombinacijom metala i kompozitnih vlakana; c) zupčanik od plastike izrađen 3D ispisom; d) drveni zupčanik [49, 50, 51, 52]

Kod zupčastih prijenosnika važna stavka je podmazivanje kojim se smanjuje trenje bokova zuba, a time i trošenje te zagrijavanje bokova zuba. Podmazivanje se kod manjih obodnih brzina vrši nanošenjem masti ili uranjanjem u ulje. Kod podmazivanja masti trenje je veće, a odvoda topline nema uopće, tako da ulje ima puno više prednosti. Kod uranjanja u ulje dubina ne treba biti veća od 6 modula niti manja od 1 modula. Za veće obodne brzine koristi se podmazivanje prskanjem pod tlakom. Uljna pumpa prska mlaz prije ulaska zubi u zahvat, a kod vrlo visokih brzina se zubi prskaju i na izlazu iz zahvata radi boljeg rashlađivanja. Ulja koja se koriste moraju omogućiti maksimalan prijenos snage uz održavanje temperature do optimalnih 60° , najviše 80° . Prekoračenjem preporučenih temperatura ulje gubi svojstva i smanjuje mu se vijek trajanja. Ovisno o načinu i zahtjevima podmazivanja, koriste se različite viskoznosti ulja te razne masti [5].

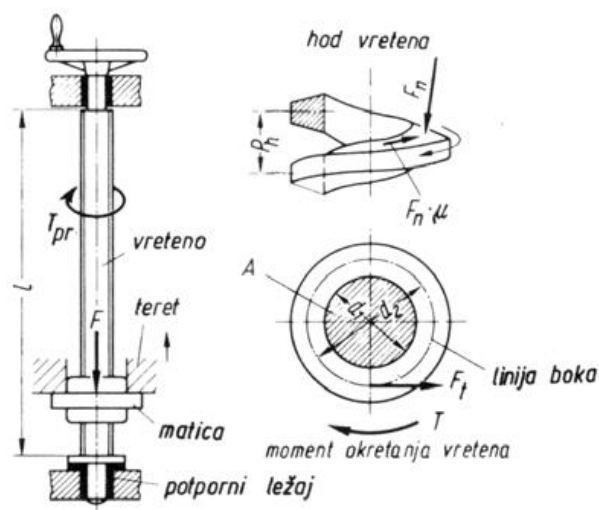
7. VIJČANI PRIJENOSNICI

Vijčani prijenosnici su sklopovi s jednim ili dva vijčana zgloba kojima se ostvaruje prijenos i pretvorba gibanja iz rotacijskog u translacijsko i obrnuto. Elementi vijčanih prijenosnika su navojno vreteno i matica. Mjesto veze navojnog vretena (elementa s vanjskim navojem) i matice (elementa s unutarnjim navojem) naziva se vijčani ili helikoidni zglob. Vretena i matice mogu biti izvedena i sa lijevim i desnom navojem. Navoj elemenata može biti trapezni, plosnati te pilasti. Danas se često koriste kuglična vretena i matice tamo gdje se zahtjeva velika preciznost i brzina, dok su trapezni pogoni za manje zahtjevne i robusne primjene [1].

Vijčani prijenosnici mogu obavljati tri vrste pretvorbi gibanja, a to su [1]:

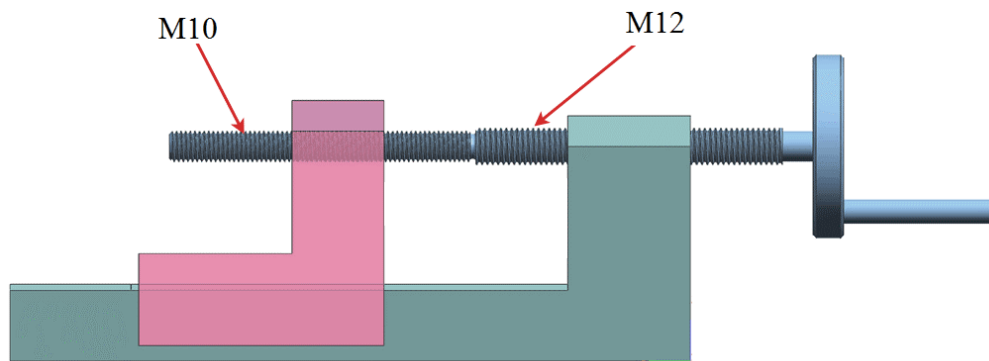
- pretvorba vrtnje u pravocrtno gibanje, i obrnuto
- pretvorba navojnoga gibanja u pravocrtno gibanje i obrnuto
- pretvorba vrtnje u navojno gibanje i obrnuto

Vijčani prijenosnici se mogu podijeliti prema broju vijčanih zglobova na jednostruke vijčane prijenosnike i diferencijalne vijčane zglobove.



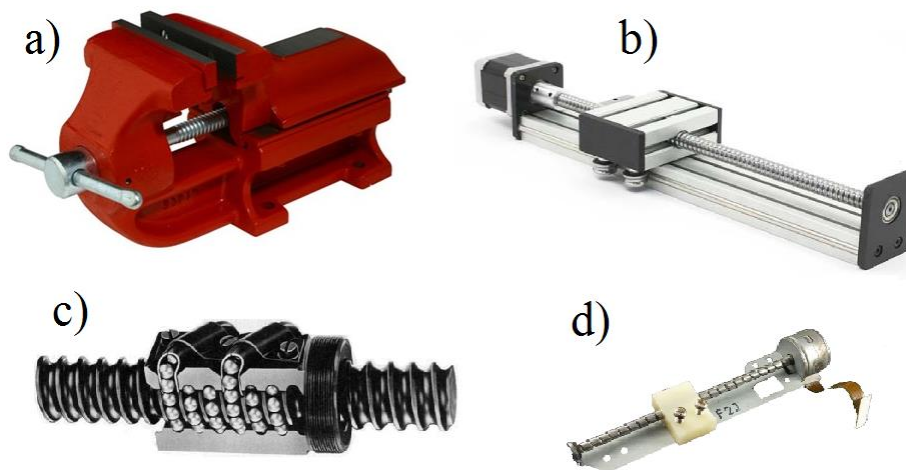
Slika 7.1. Shema pogona jednostrukog vijčanog prijenosnika [5]

Diferencijalni vijčani prijenosnici imaju dva vijčana zgloba s različitim koracima navoja. Vreteno je podijeljeno na dva dijela na kojima su narezani navoji različitih koraka, od kojih se jedan navoj nalazi u izvršnoj matici, a drugi u postolju s provrtom. Primjer takvog vijčanoga prijenosnika se nalazi na slici 7.2. [1].



Slika 7.2. Primjer diferencijalnog vijčanog prijenosnika [53]

Vijčani prijenosnici se najviše koriste tamo gdje je potrebna pretvorba gibanja ili su potrebna vrlo fina ugadanja. Možemo ih naći u automobilskim dizalicama, u alatnim strojevima i kod CNC strojeva za pomicanje osi, manipulatorima, vijčanim crpkama, škripcima, navojnim prešama itd. [1].



Slika 7.3. Primjeri vijčanih prijenosnika, a) škripac; b) prijenos pogona sa *step* motora; c) kuglično vreteno i matica; d) pogon lasera CD/DVD čitača [54, 55, 56, 57]

7.1. Materijali vijčanih prijenosnika

Kod izrade pokretnih dijelova vijčanoga prijenosnika, koriste se ugljični ili legirani čelici za cementiranje ili nitriranje, tvrde mjedi te polimerni materijali kod prijenosa malih opterećenja i kod manjih uređaja. Elementi jednostavnijeg oblika i manjih dimenzija se rade tako da imaju nižu

tvrdću. Za postolje prijenosnika se odabiru materijali koji osiguravaju dovoljnu krutost i čvrstoću kao što su čelici, aluminijske slitine i polimerni materijali [1].

7.2. Osnove proračuna vijčanih prijenosnika

Osnove proračuna vijčanih prijenosnika izvedene su iz literature [5].

Pravocrtni pomak kod vijčanih prijenosnika računa se izrazom (7.1):

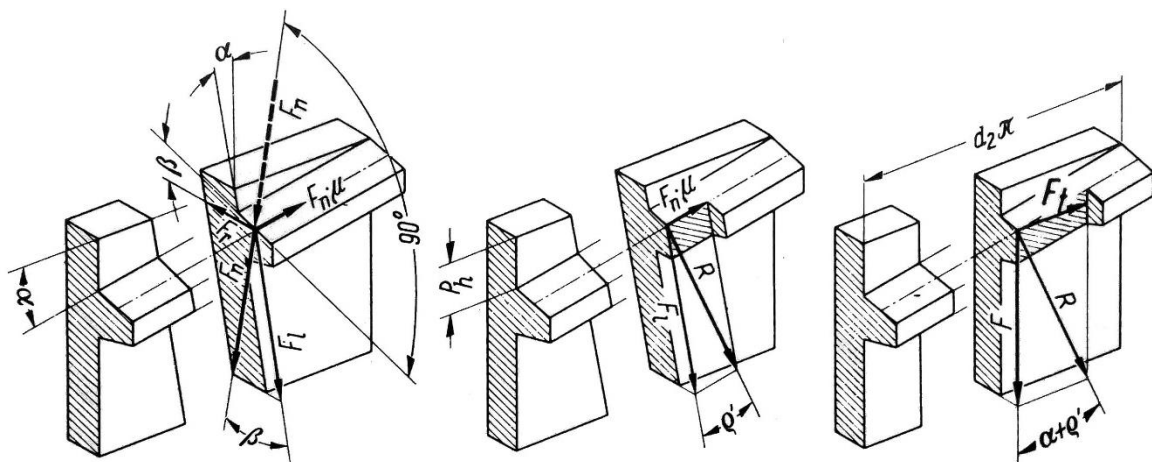
$$\Delta y = h * \hat{\varphi} / 2\pi \quad (7.1)$$

gdje je: Δy , mm – pravocrtni pomak; h , mm – korak navoja; φ , rad – kut vrtnje.

Prijenosni omjer pomaka jednostrukog vijčanog prijenosnika za pretvorbu vrtnje u translaciju može se izračunati prema izrazu (7.2):

$$i_s = \frac{s_1}{s_2} = \frac{d * \hat{\varphi}}{2s_2} = \cot \alpha \quad (7.2)$$

gdje je: i_s – prijenosni omjer; d , mm – nazivni promjer navoja vretena i matice; φ , rad – kut zakretanja vijka; α , ° – kut uspona zavojnice navoja; s_1 , mm – duljina lučnoga puta vijka, računa se izrazom: $s_1 = \hat{\varphi} * d/2$; s_2 , mm – pravocrtni pomak matice.



Slika 7.4. Sile matice na plohu navojnog vretena [5]

Prijenosni omjer sila bez trenja i sa trenjem:

$$\text{Bez trenja} \quad i_F = \frac{F_1}{F_2} = \tan \alpha \quad (7.3)$$

$$\text{Sa trenjem} \quad i_F = \frac{F_1}{F_2} = \tan(\alpha + \delta) \quad (7.4)$$

gdje je: i_F – prijenosni omjer; F_1, N – sila na obodu vretena; F_2, N – sila u smjeru uzdužne osi matice; $\alpha, ^\circ$ – kut uspona zavojnice navoja; $\delta, ^\circ$ – kut trenja.

Prijenosni omjer pomaka diferencijalnog vijčanog prijenosnika kojemu su oba navoja desna ili su oba lijeva računa se prema izrazu (7.5):

$$i_s = \frac{s_1}{s_2} = \frac{h_1}{h_1 - h_2} \quad (7.5)$$

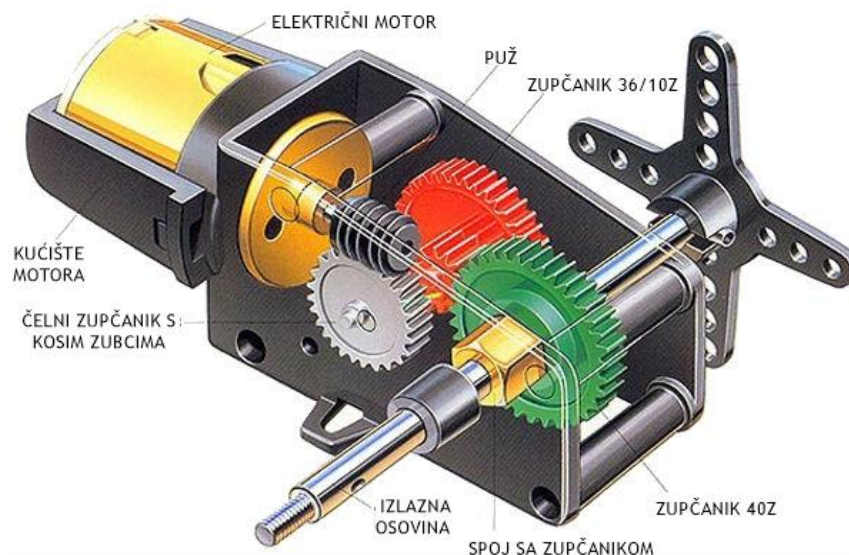
Prijenosni omjer pomaka diferencijalnog vijčanog prijenosnika kojemu je jedan navoj desni, a jedan lijevi:

$$i_s = \frac{s_1}{s_2} = \frac{h_1}{h_1 + h_2} \quad (7.6)$$

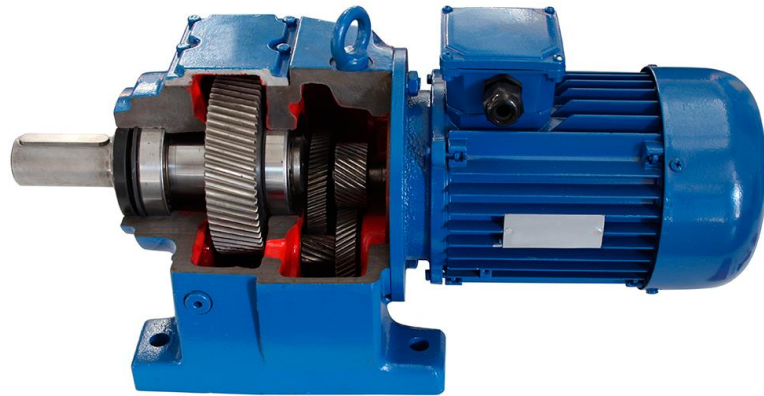
gdje je: i_s – prijenosni omjer; $s_1, s_2, \text{ mm}$ – pomaci dijelova vijčanih zglobova; $h_1, h_2, \text{ mm}$ – koraci navoja vijčanih zglobova.

8. PRIMJENA MEHANIČKIH PRIJENOSNIKA U MEHATRONICI

Mehatronika je nezamisliva bez upotrebe mehaničkih uređaja, a samim time i mehaničkih prijenosnika. Mehanički prijenosnici nalaze vrlo široku primjenu u mehatronici na mjestima gdje je potrebna pretvorba rotacije u translaciju i obrnuto, te za prilagođavanje zakretnog momenta ili brzine vrtnje aktuatora. U mehatronici se najčešće koriste zupčasti prijenosnici, te prijenosnici remenom i lancem. Zupčasti prijenosnici su sastavni dijelovi elektro motora s reduktorima i multiplikatorima, *servo* motora, raznih zglobova kod robota, za pomicanje osi kod CNC strojeva putem vijčanog prijenosa, i drugo. Remenski prijenosi zupčastim remenom se koriste kod linearnih pretvarača gdje ih najčešće pogone *step* ili *servo* motori, pogotovo kod hobi CNC strojeva. Prijenosi plosnatim remenom se iskorištavaju kao pokretne trake za transport itd. Problem sa mehaničkim prijenosnicima je što zauzimaju prostor, ako nisu dobro implementirani u sustav mogu prouzrokovati gubitke energije i smanjiti efikasnost sustava, prouzrokuju buku i vibracije te zahtijevaju redovito održavanje i brigu jer prilikom rada dolazi do njihovog trošenja. Unatoč tome, mehanički prijenosnici su i dalje glavni način prijenosa u sistemima jer su jednostavni, jeftiniji od na primjer hidrauličkih ili pneumatskih prijenosnika ali i u dosta slučajeva nezamjenjivi.



Slika 8.1. Zupčasti prijenosnici u *servo* motoru [58]



Slika 8.2. Elektromotor sa reduktorom izveden čelnim zupčanicima s kosim zubima [59]



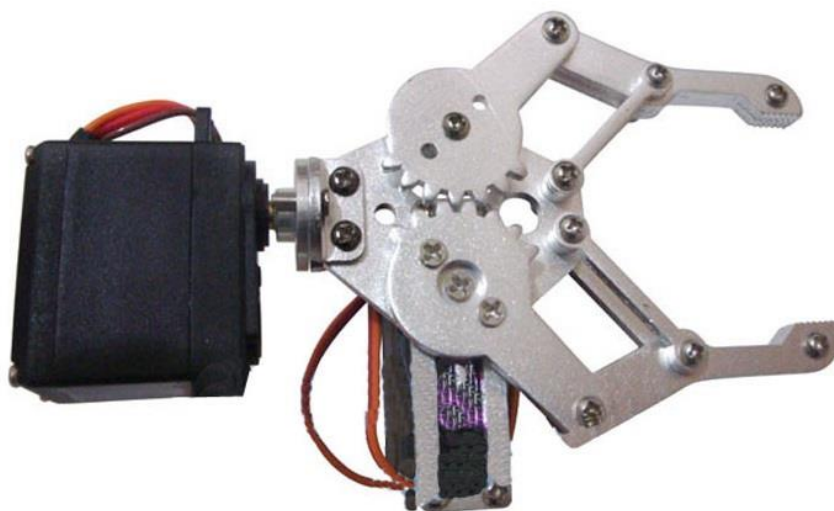
Slika 8.3. Planetarni prijenosnik robotske ruke [60]



Slika 8.4. Linearni aktuator izveden zupčastim remenom [61]



Slika 8.5. Linearni pogon zupčastim remenom [62]



Slika 8.6. Robotska hvataljka pokretana zupčanicima [63]



Slika 8.7. Planetarni prijenosnik zgloba robotske ruke [64]

9. ZAKLJUČAK

Funkcioniranje većine mehatroničkih sustava je nezamislivo bez upotrebe prijenosnika. Mehanički prijenosnici omogućuju da se momenti, snaga i gibanje dovedu tamo gdje su potrebni i da se prilagode potrebama izlaza sustava. Najvažniji oblici mehaničkih prijenosnika su zupčasti, remenski, lančani, tarni i vijčani prijenos. Od prijenosnika obrađenih u radu, u mehatronici se najviše upotrebljavaju zupčasti prijenosi i izvedenice takvih prijenosa, te remenski prijenosnici (pogotovo zupčasto remenje) zbog svojih karakteristika da prenose veliki raspon snage i okretaja, a pri tome mogu biti malih dimenzija i tako se smjestiti i u vrlo male uređaje kakvi se često koriste u mehatroničkim sustavima. Pri odabiru prijenosnika bitno je izabrati onaj koji odgovara sustavu, napraviti proračun prijenosnika i odabrati ispravne materijale kako bi prijenosnik pravilno funkcionirao i vršio svoju zadaću.

10. LITERATURA

- [1] Ređep, Anđelka: „Finomehanika“ treće izdanje, Školska knjiga, Zagreb, 2008.
- [2] <https://www.ffri.hr/~mdundjer/Elementi%20strojeva%20II/13-MehanickiPrijenosnici.pdf>
- [3] <http://www.enciklopedija.hr/natuknica.aspx?ID=50343>
- [4] http://www.autonet.hr/wp-content/uploads/2017/03/autonet_skola_prijenos_snage_2_2013-10-21_003.jpg
- [5] Decker, Karl Heinz: „Elementi strojeva-drugo, popravljeno izdanje“, Tehnička knjiga Zagreb, Zagreb, 1975.
- [6] http://www.tecnologia-tecnica.com.ar/sistemasmecanico/indexsistemamecanico_archivos/image518.png
- [7] <https://www.fsb.unizg.hr/elemstroj/mehanicke/pdf/Pregled.pdf>
- [8] <http://2roueselectriques.e-monsite.com/medias/images/12.jpg>
- [9] https://hr.wikipedia.org/wiki/Tarni_prijenos#/media/File:1906_Lambert_touring_car_friction_drive.png
- [10] https://lh3.googleusercontent.com/Langning.Chen/R50DWfWxmmI/AAAAAAAAA28/cvGNIpcByA/s800/IMG_0953.jpg
- [11] Bublic, Marko: "Završni rad - Konstrukcijske i funkcionalne značajke tarnih prijenosnika", Slavonski Brod, 2016.
<https://dr.nsk.hr/islandora/object/sfsb%3A193/datastream/PDF/view>
- [12] http://web2.ss-tehnicka-rboskovica-vk.skole.hr/dokumenti?dm_document_id=110&dm_dnl=1
- [13] http://www.globalspec.com/learnmore/motion_controls/power_transmission_mechanical/flat_belts
- [14] https://forbo.blob.core.windows.net/forboimages/4302/0371H_EX_Bloweraggr.jpg
- [15] <http://s207653679.onlinehome.us/wsb4547739201/WVMotorcycles/1910HDTtimeless6.jpg>
- [16] <https://ir.all.biz/img/ir/catalog/middle/7223.jpeg>
- [17] <http://www.practicalmachinist.com/vb/attachments/f19/161000d1453648698-summary-evolvment-engine-lathe-usa-part-1-2-a-shaper-14.jpg>
- [18] http://www.vinsonfarm.net/photos/belt_work2_Portland08.jpg
- [19] <https://image.slidesharecdn.com/3-170425055326/95/3-v-belt-and-sample-problem-5-638.jpg?cb=1493101142>

- [20] <https://i1.wp.com/www.educationdiscussion.com/wp-content/uploads/2015/05/drive-pully-system.png>
- [21] http://image.mustangandfords.com/f/9175163+w650+h650+cr1+st0/mufp_0711_01_z%2Be ngine belt fit and alignment%2Bcrank.jpg
- [22] <http://www.jirasek-cz.eu/kingway/FotogalerieKingwayEurostar/pohlednavaritoremnaodstedivouspojku.jpg>
- [23] <http://docplayer.biz.tr/docs-images/58/42119222/images/39-0.png>
- [24] <http://www.defeliceenginc.com/c58577/09.jpg>
- [25] <http://www.mocyc.com/imgfile/2013-05/1369318091.jpg>
- [26] <https://automotivemacedonia.files.wordpress.com/2015/09/050808middle2.jpg>
- [27] <https://4.imimg.com/data4/PG/OI/MY-4000578/pu-timing-belts-500x500.jpg>
- [28] <https://www.bikesmedia.in/uploads/image/reviews/2015/jul/kawasaki-h2-chain.jpg>
- [29] <https://ep1.pinkbike.org/p5pb8053220/p5pb8053220.jpg>
- [30] https://redlinespeedworx.com/media/V8_audi_timing_chain_failure_repair_1.jpg
- [31] <http://buggies.builtforfun.co.uk/Howtoos/Images/Single-Drive-Photo.jpg>
- [32] <http://www.thebackshed.com/cnc/images/Photos/Dscf1431.jpg>
- [33] <https://4.imimg.com/data4/BW/LU/MY-412894/powered-belt-conveyor-500x500.jpg>
- [34] http://images.slideplayer.com/30/9523891/slides/slide_10.jpg
- [35] <http://www.motorevija.com.hr/vijesti/promjena-pogonskog-lanca>
- [36] <https://www.myodesie.com/wiki/index/returnEntry/id/3058>
- [37] <http://homepage.eircom.net/~hondabros/sprocket%20wear.jpg>
- [38] <http://appliedlubrication.com/alt2012/wp-content/uploads/2017/01/Rotalube-2.jpg>
- [39] <https://www.ffri.hr/~mdundjer/Elementi%20strojeva%20II/14-ZupcaniPrijenosnici.pdf>
- [40] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Zup%C4%8Danik>
- [41] http://www.machinedesign.com/sites/machinedesign.com/files/uploads/2015/04/Straight%20and%20Spiral%20Bevel_1.png
- [42] https://en.wikipedia.org/wiki/Bevel_gear
- [43] <https://www.ffri.hr/~mdundjer/Elementi%20strojeva%20II/14-ZupcaniPrijenosnici.pdf>
- [44] <http://blog.misumiusa.com/wp-content/uploads/2014/10/Helical-Gear.png>
- [45] <http://www.gurukrupaeng.com/images/wheel-1-big.jpg>
- [46] http://www.benchtrophybrid.com/images/PG/Sun_Ring_Planet.jpg
- [47] <http://s3.caradvice.com.au/wp-content/uploads/2014/07/automatic-transmission.jpg>
- [48] http://img.directindustry.de/images_di/photo-m2/9342-2458765.jpg

- [49]http://www.ctemag.net/aa_pages/2012/1206-LookAhead-web-resources/image/Image1_opt.jpeg
- [50]http://d2n4wb9orp1vta.cloudfront.net/cms/0913_GEAR_JeffCompositesFigure-3.jpg;width=560
- [51]https://cdn.redshift.autodesk.com/2017/01/3D-printing-gear_kss.jpg
- [52]<http://www.practicalmachinist.com/vb/attachments/f79/10550d1236023535-make-spur-helical-gears-out-wood-tablesaw-blindgears.jpg>
- [53]http://2.bp.blogspot.com/-nivfqSalwjc/VZ_sKTx0k1I/AAAAAAAAALw/FJCCRKTVYX8/s1600/Differential-screw-lead-pit.png
- [54]http://www.rsmetali.hr/EasyEdit/UserFiles/Catalog/skripac-paralelni-2-1/skripac-paralelni-635963276988753476_570_321.jpeg
- [55]http://chinaservomotor.com/image2/salecnc_Linear_Bearing/Linear_ball_screw_slide_SD.png
- [56]http://www.learneasy.info/MDME/MEMmods/MEM30009A/lifting_systems/ball_screw.jpg
- [57] <https://statics3.seedstudio.com/images/product/B04F%205V%20DC%20Motor.jpg>
- [58]<http://www.gorge.net.au/wp-content/uploads/2015/04/Servo-Motor.jpg>
- [59]<https://i0.wp.com/www.rbaker.co.uk/wp-content/uploads/1-13.png?fit=1024%2C1024&ssl=1>
- [60]https://sc02.alicdn.com/kf/HTB1WwPQMXXXXXciXpXX760XFXXXh/planetary-gearmotor-for-robot-arm.png_220x220.png
- [61]<https://i.pinimg.com/736x/e0/92/4c/e0924c0ddde900cb3383bb8af4bce1b0--cutter-machine-cnc-machine.jpg>
- [62]<http://www.newmarksystems.com/wp-content/uploads/2016/02/CS-belt-drive-linear-stage-3.jpg>
- [63]<https://ae01.alicdn.com/kf/HTB1F.OaOFXXXXbwXpXXq6xXFXXX3/Asli-DOIT-2-DOF-Aluminium-font-b-Robot-b-font-font-b-Arm-b-font-Clamp.jpg>
- [64]<https://i.pinimg.com/736x/b9/1e/36/b91e364194c672998ebe67428e37c625.jpg>

Svi navedeni linkovi su dostupni na datum: 7.9.2017.

11. OZNAKE I KRATICE

CNC - Computer Numerical Control (računalno numeričko upravljanje)

DIN - Deutsches Institut für Normung (njemački institut za normizaciju)

HRC – Hardness Rockwell C (postupak ispitivanja tvrdoće po Rockwell-ovoj C skali)

HRN – hrvatska norma

Δy , mm – pravocrtni pomak

a , m – razmak između osi

a' , mm – približna vrijednost razmaka osi

a_a – projekcija tjemena zuba

a_b – projekcija širine zuba

a_i – unutarnja visina stošca

b , mm – širina remena ili zuba

b_e , mm – noseća širina zuba

c , N/mm² – faktor opterećenja

d , mm - promjer diobene kružnice

d_1, d_2 , m – promjer tarenice, puža

D_1, D_2 , m – promjeri remenica

d_a , mm - promjer tjemene kružnice

d_b , mm – promjer temeljne kružnice

d_f – promjer podnožne kružnice

d_f , mm - promjer podnožne kružnice;

d_i – unutarnji promjer tjemene kružnice

d_m – srednji promjer diobene kružnice

d_{t1}, d_{t2}, m – diobeni promjeri zupčanika

d_v, mm – vanjski promjer ozubljene remenice

d_w – aktivni promjer ozubljene remenice

d_{w1}, d_{w2}, m – promjeri kinematskih kružnica

e, m – razmak između osi prijenosnika

$E, N/mm$ – relativni modul elastičnosti

$E_f, N/cm^2$ – savojni modul elastičnosti materijala remena

f – faktor proračunavanja za razmak osi

F, N – vučna sila lanca, remena

F_a, N – aksijalna sila

F_A, N – sila pritiska tarenica

F_{A1}, F_{A2}, N – aksijalne komponente sile F_N

F_f, N – centrifugalna sila opterećenja trake lanca

F_G, N – najveća vučna sila u lančanoj traci

F'_N, N – komponenta sile pritiska koja djeluje na bokove žlijeba

F_N, N – normalna sila

f_p - funkcija položaja prijenosnika

F_r, N – radijalna sila

F_{R1}, F_{R2}, N – radijalne komponente sile F_N

F_t, N – obodna sila

F_{tm}, N – nazivna obodna sila na diobenoj kružnici

F_w, N – nazivna obodna sila na kinematskom promjeru u čeonom presjeku

F_{wa} , N – aksijalna sila na kinematskom cilindru

F_{wr} , N – radijalna sila

F_{wt} , N – obodna sila na kinematskom promjeru u čeonom presjeku

h , mm – korak navoja, visina zuba

h_a , m – tjemena visina zuba

h_f , m – podnožna visina zuba

i - prijenosni omjer

k – faktor snage

K_I – pogonski faktor

L , mm – duljina lanca

l_D , mm – duljina deformirane dodirne površine

m – faktor nošenja lanca

m , mm – standardni modul,

m_m , mm – srednji modul

n – broj okretaja

n_1 , min^{-1} – broj okretaja pogonskog člana

n_2 – broj okretaja gonjenog člana

n_s , s^{-1} – brzina vrtnje držača S

n_z – faktor broja zubi

p , mm – korak

P , W – snaga koja se prenosi

P_1 , W – dovedena snaga

P_2, W – izlazna snaga

P_D, kW – udarna snaga reducirana na jednostruki lanac

$p_{Ddop}, N/mm^2$ – dopuštene vrijednosti dinamičke izdržljivosti kontaktnih naprezanja materijala tarenica

$p_{dop}, N/mm^2$ – dopušteni tlak bokova

P_{Guk}, W – ukupna snaga koja se gubi

$p_h, N/mm^2$ – maksimalna kontaktna naprezanja površine dodira

p_n, mm – normalni korak

$P_N, W/cm$ – korisna snaga koja se u graničnom slučaju može prenositi po cm širine remena

$q, kg/m$ – težina lanca po metru duljine

R_1, R_2, m – polumjeri remenica

R_a, mm – odgovarajući polumjer osnovnog stožnika

r_{m1}, m – srednji radijus diobene kružnice malog stožnika

r_{O1}, m – polumjer pogonske tarenice

r_{t1}, m – radijus diobene kružnice zupčanika

r_{tw1}, m – radijus kinematske kružnice zupčanika 1 u čeonom presjeku

r_{w1}, r_{w2}, m - radijusi kinematskih kružnica

s, cm – debljina remena

T_1, T_3, T_s, Nm - okretni momenti

T_n, Nm - gonjeni moment

u – kinematski prijenosni omjer

u_v – virtualni prijenosni omjer

$v, m/s$ – brzina

v_g , m/s – međusobna brzina klizanja bokova

v_{g1} , v_{g2} , m/s – uzdužne komponente brzine.

v_m , m/s – srednja obodna brzina stožnika.

v_{r2} , m/s – obodna brzina planeta 2;

v_w , m/s – obodna brzina kinematskih kružnica;

X – broj članaka lanca

z – broj zubi ozubljene remenice

z_1 , z_2 – broj zuba lančanika/zupčanika/remenice

z_F – faktor oblika puža

z'_g – praktički granični broj zubaca

z_g – teoretski granični broj zubaca

z_v - virtualni broj zubi

z_z – broj zubi u zahvatu;

α , ° – standardni kut zahvatne linije

α_n , ° – normalni kut zahvatne linije

β , rad – obuhvatni kut male remenice

β_w , ° – kut nagiba boka na kinematskom cilindru.

γ , ° – srednji kut uspona puža

γ , rad – kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka

δ_1 , δ_2 , ° – kutovi koje zatvaraju izvodnice stožaca i osi vrtnje

δ_a – kut tjemenog stošca

δ_d , mm – korektivni dodatak

δ_p , mm – dodatak zbog poligoniteta

η – stupanj iskorištenja

η_{L2} – gubici u ležajevima planeta 2

$\eta_{Ls,3}$ – gubici u ležajevima držača i zupčanika 3

η_s – iskoristivost zbog vijčanog djelovanja

η_z – gubici u zubima

μ – koeficijent trenja

ϱ' - reducirani kut trenja

ϱ , kg/dm³ – gustoća materijala remena

σ_{dop} , N/cm² – dopušteno vlačno naprezanje za materijal remena

φ , rad – kut vrtnje

ω_1, ω_2 , rad/s – kutne brzine

12. SAŽETAK

Prijenosnici su sklopovi čija je zadaća prijenos sile, gibanja, mijenjanje brzine gibanja te pretvorba gibanja. Prema načinu prijenosa okretnog momenta dijelimo ih na: mehaničke, hidrauličke, pneumatske i električne prijenosnike. Prijenosnike s obzirom na mogućnost promjene prijenosnog omjera možemo podijeliti na prijenosnike s konstantnim prijenosnim omjerom kod kojih je omjer nepromjenjiv, te na prijenosnike s promjenjivim prijenosnim omjerom kod kojih promjena omjera može biti kontinuirana ili stupnjevita te vremenski ili stalno promjenjiva. Mehanički prijenosnici su mehanizmi koji služe za prijenos i pretvorbu snage ili gibanja s pogonskoga na gonjeni dio nekog stroja, sa ili bez prilagodbe karakteristika izlaza pogonskog stroja potrebama ulaza radnog stroja pomoću mehaničkog sklopa. Najvažniji oblici mehaničkih prijenosnika su tarni, remenski, lančani, zupčasti i vijčani prijenosnici. S pogonskoga na gonjeni član sila se može prenositi njihovim posebnim oblikom tj. zahvatom elemenata prijenosa (zupčasti, zupčasti remenski, lančani prijenos, vijčani prijenos) ili trenjem između elemenata prijenosa (tarni, remenski prijenos).

Ključne riječi: Prijenosnik, mehanički prijenosnici, tarni prijenos, remenski prijenos, lančani prijenos, zupčasti prijenos, vijčani prijenos, prijenosni omjer

13. SUMMARY

Drives are assemblies whose task is transfer of energy, motion, change of motion speed and motion conversion. By the way they transfer torque they are divided into mechanical, hydraulic, pneumatic and electric drives. Considering the possibility of changing the transmission ratio, drives can be divided into drives with a constant transmission ratio, with an unequal ratio and with variable transmission ratio where the ratio change can be continuous or graduated and time variable or constant. Mechanical drives are mechanisms for transfer and conversion of power or motion from drive to driven part of machine, with or without adapting drive output characteristics to the input of driven machine. Most important types of mechanical drives are friction drive, belt drive, chain drive, gear drive and thread drive. Force can be transmitted to the driven part with special shape of drive (timing belt, chain, gears, thread) or with friction between transfer elements (friction drive and belt drive).

Keywords: Drives, mechanical drives, friction drive, belt drive, chain drive, gear drive, thread drive, transmission ratio

IZJAVA O AUTORSTVU ZAVRŠNOG RADA

Pod punom odgovornošću izjavljujem da sam ovaj rad izradio/la samostalno, poštujući načela akademske čestitosti, pravila struke te pravila i norme standardnog hrvatskog jezika. Rad je moje autorsko djelo i svi su preuzeti citati i parafraze u njemu primjereno označeni.

Mjesto i datum	Ime i prezime studenta/ice	Potpis studenta/ice
U Bjelovaru, <u>27. 9. 2017.</u>	IVAN MARAS	<i>Maras</i>

Prema Odluci Visoke tehničke škole u Bjelovaru, a u skladu sa Zakonom o znanstvenoj djelatnosti i visokom obrazovanju, elektroničke inačice završnih radova studenata Visoke tehničke škole u Bjelovaru bit će pohranjene i javno dostupne u internetskoj bazi Nacionalne i sveučilišne knjižnice u Zagrebu. Ukoliko ste suglasni da tekst Vašeg završnog rada u cijelosti bude javno objavljen, molimo Vas da to potvrdite potpisom

Suglasnost za objavljivanje elektroničke inačice završnog rada u javno dostupnom nacionalnom repozitoriju

IVAN MARAS

ime i prezime studenta ice

Dajem suglasnost da se radi promicanja otvorenog i slobodnog pristupa znanju i informacijama cjeloviti tekst mojeg završnog rada pohrani u repozitorij Nacionalne i sveučilišne knjižnice u Zagrebu i time učini javno dostupnim.

Svojim potpisom potvrđujem istovjetnost tiskane i elektroničke inačice završnog rada

U Bjelovaru, 27. 9. 2017.

Maras
potpis studenta ice