

Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu



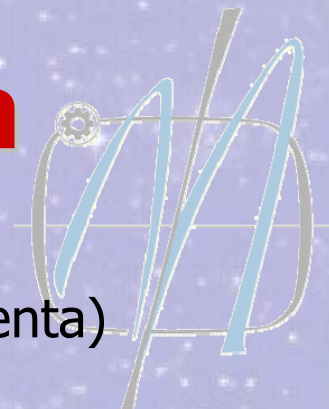
Mašinski elementi II

VI smena – Doc. dr Aleksandar Marinković
Doc. dr Tatjana Lazović

Lančani parovi

Petak 29.04.2011.

Osobine lančanih parova



Omogućavaju prenošenje **visokih opterećenja** (obrotnog momenta) između vratila na relativno velikom međusobnom rastojanju.

U poredjenju sa kaišnim prenosnim parovima, lančani parovi su pogodniji za prenos **većih obrtnih momenata** pri **manjim obimnim brzinama**.

Predstavlja **posredni** prenos snage, **siguran**, bez mogućnosti proklizavanja, a velika prednost je i odsustvo potrebe za pritezanjem lanca.

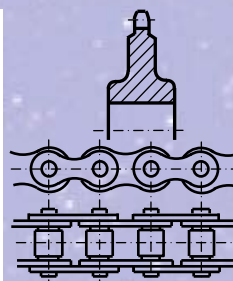
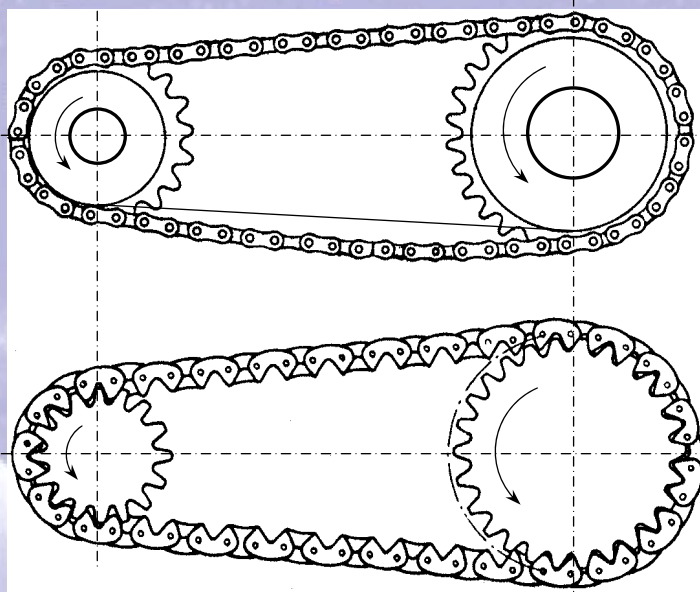
Lančani parovi prenose dinamičke poremećaje i stvaraju **unutrašnje dinamičke sile**, a izloženi su i habanju, tako da je za ispravan rad potrebno obezbediti **dobro podmazivanje** (uglavnom mašću, a za veće brzine uljem).

Prenos obrtnog momenta ostvaruje se pomoću **lanaca sa valjcima** ili pomoću **lanaca sa zupcima**.

Konstruktivni oblici



Valjčani lanci se primenjuju za visoka opterećenja i za male brzine (znatno više u primeni), a **zupčasti** za veće brzine lanca i pri manjem opterećenju (sve manje se koriste jer im je oblast primene ista kao zupčastim kaišnim parovima).



Valjčani lanac

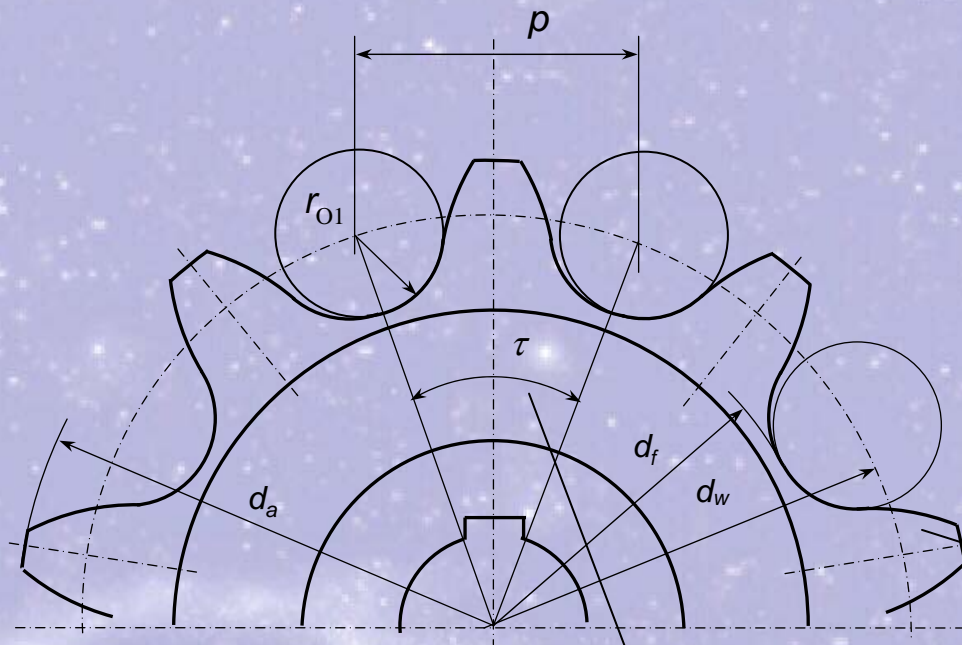


Zupčasti lanac

Kinematski prenosni odnos lančanog para treba da je $u \leq 7$, a brzina lanca manja od 25 m/s.

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimenzije lančanika



Prečnik lančanika

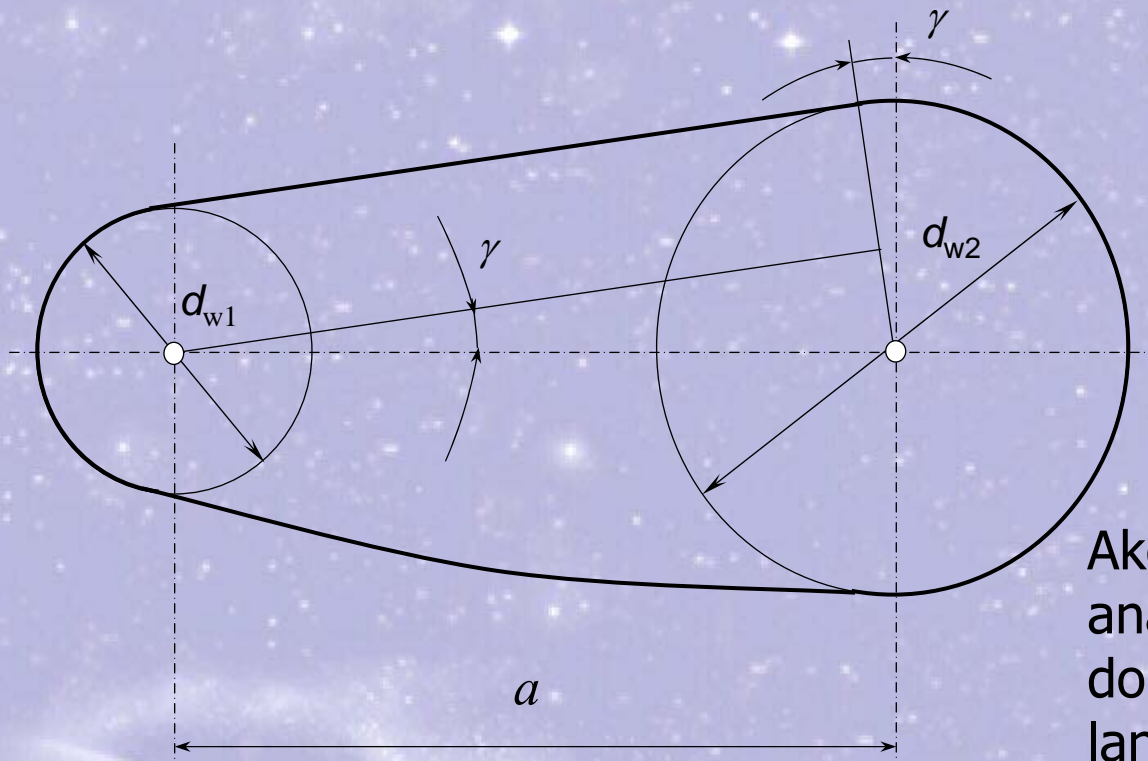
$$d_w = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

gde je z – broj zubaca lančanika

τ - ugao između dva susedna valjka,
odnosno zupca lančanika

$$\tau = \frac{360^\circ}{z}$$

Dimenzije lanca



$$\sin \gamma = \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} = \frac{(z_2 - z_1)p}{2\pi a}$$

Ako je dužina lanca $L = Zp$, iz analogije sa dužinom kaiša dobija se potreban broj članaka lanca Z :

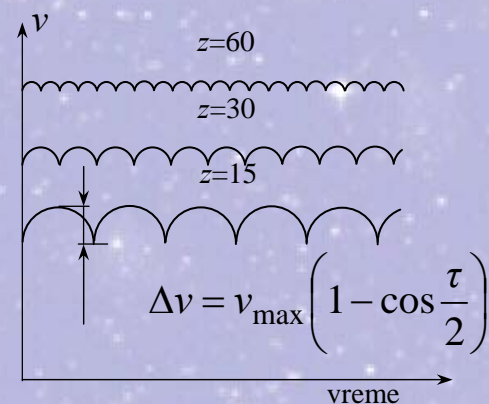
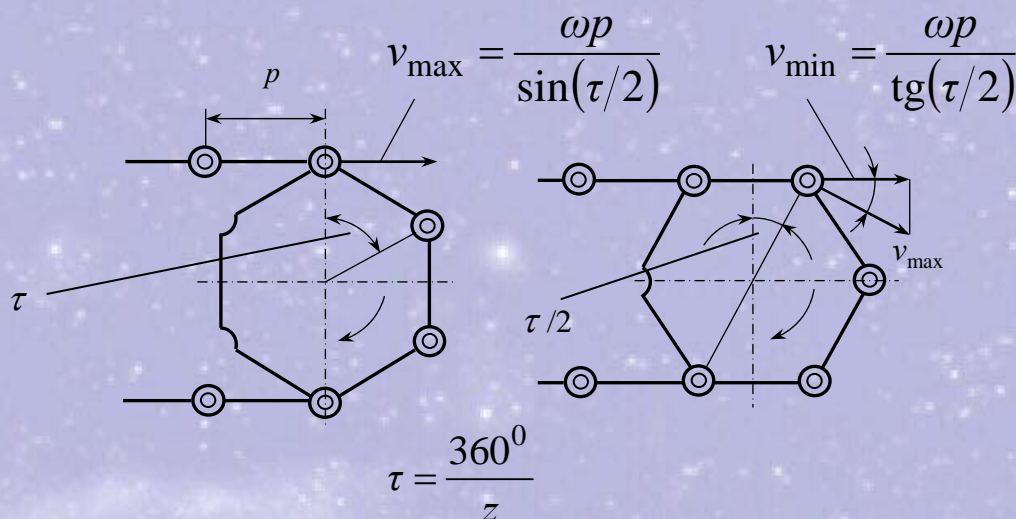
$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)\gamma}{180} + \frac{2a \cos \gamma}{p}$$

Osnovno rastojanje koje odgovara izabranom lancu je:

$$a = \frac{p}{2 \cos \gamma} \left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} - \frac{(z_2 - z_1)\gamma}{\pi} \right)$$

Opterećenje lanca

Nominalno radno opterećenje lanca je **obimna sila**: $F_t = \frac{2T_2}{d_w}$



Kada se uzme u obzir i **centrifugalna sila**, ali i spoljašnje i unutrašnje dinamičke sile kao i **težina lanca** dobija se veličina sile u **vučnom ogranaku**:

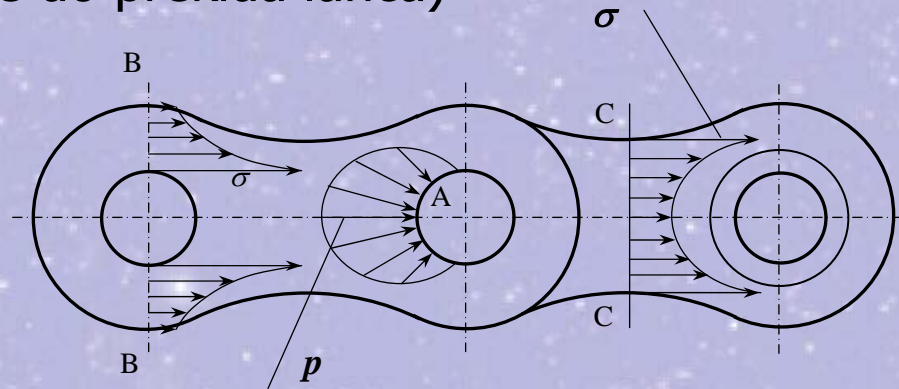
$$F = K_v (K_A F_t + F_c) + F_G$$

Povratni ogranak je labav, pa je izložen na zatezanje silom samo usled težine lanca F_G .

Naponi u lancu



Usled opterećenja lanca postoje **naponi zatezanja**
(može da dođe do prekida lanca)



Pored toga postoji i naprezanje na **pritisak**
(može da dovede do habanja elemenata lanca)

Otvor za osovnicu odnosno čauru smanjuje poprečni presek i dovodi do koncentracije napona (presek B-B).

Radi ujednačenog iskorišćenja materijala, lamela je na sredini (gde nema otvora) sužena (presek C-C).

Nosivost lanca



Stepen sigurnosti protiv loma usled zamora (na zatezanje) je:

$$S_D = \frac{F_D}{F} = \frac{\xi_D F_M}{K_V(K_A F_t + F_c)} = (1,5 \dots 2,5)$$

gde je: F_M – sila kidanja lanca, a

ξ_D – odnos dinamičke i statičke sile razaranja lanca

0,15...0,2 - za lance sa valjcima

0,04...0,05 - za lance sa zupcima

Nosivost lanca se izražava snagom koju lanac može da prenosi određeno vreme u određenim uslovima rada, sa sigurnošću da neće nastupiti razaranje

U katalogu proizvođača daje se vrednost P_0 - eksperimentalna nosivost lanca
Dobijena za vek od 15000 časova rada, prenosni odnos $u=1$, broj zubaca lančanika $z=19$, broj članaka lanca $Z=100$.

Za uslove koji se razlikuju od ovih vrše se određene korekcije,
a time i vrši i izbor parametara lanca i lančanika

Habanje i radni vek



Usled kontaktnog naprezanja nastaje habanje, povećava se zazor, a time i korak članaka lanca.

Kada ovo povećanje dostigne 3%, sprezanje lanca je onemogućeno, velike su unutrašnje dinamičke sile a može da dođe i do spadanja lanca sa lančanika.

Radni vek lanca ograničen je dostizanjem graničnog habanja.

$$p = \frac{K_A F_t + F_c}{A} \leq p_N K_a K_x K_u K_L K_h$$

faktor radnog veka

gde je: p_N — površinski pritisak koji u toku 15000 časova rada dovede do graničnog habanja (dobijeno za prenosni odnos $u=1$, broj zubaca lančanika $z=19$, broj članaka lanca $Z=100$).

Radni vek lanca se izračunava iz izraza za faktor radnog veka

$$K_h = \sqrt[3]{15000/L_h}$$