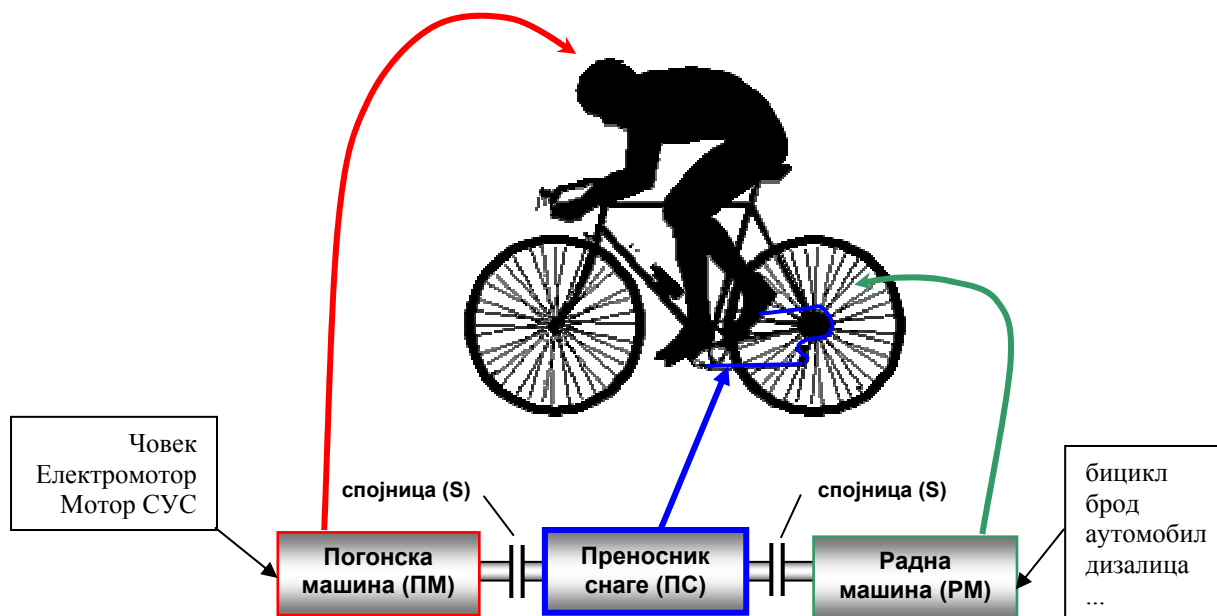


## МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ II

### Механички преносници снаге

Механички преносници снаге (ПС) представљају машинску групу која у машинском систему (аутомобил, дизалица, брод, бицикл...) обавља парцијалне функције **преноса** и **трансформације** снаге од погонске (ПМ) до радне машине (РМ).

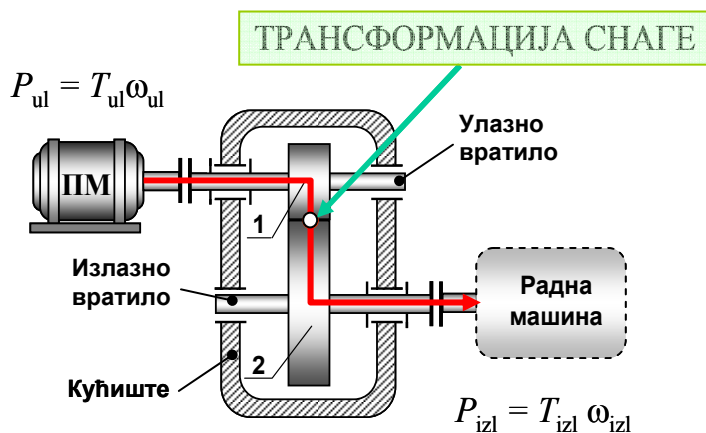


Блок шема реалног машинског система

#### Преносник снаге (ПС):

- **преноси** (спроводи) **снагу** од погонске до радне машине;
- **трансформише снагу** ( $P = T\omega$ ;  $P = Fv$ ), тј. повећава оптерећење ( $T$ ,  $F$ ), а смањује брзину ( $v$ ,  $\omega$ ) или обрнуто – повећава брзину, а смањује оптерећење.

#### Основни делови преносника снаге:



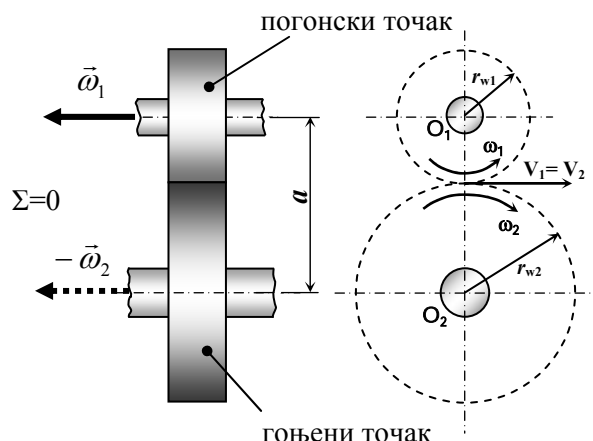
1- погонски точак, прихвата оптерећење и кретање од погонске машине, директно или индиректно преко других парова точкова;

2- гоњени точак, прихвата оптерећење и кретање од погонског точака.

Површине по којима се точкови 1 и 2 котрљају без клизања су **кинематске површине**.

Механички модел преносника снаге

## Основне кинематске величине:



**Кинематски преносни однос ( $u$ )** је однос угаоне брзине већег интензитета ( $\omega_1$ ) према угаоној брзини мањег интензитета ( $\omega_2$ )

$$u \stackrel{def}{=} \frac{\omega_1}{\omega_2} > 1$$

Из услова котрљања кинематских површина без клизања, следи једнакост обимних брзина:

$$V_1 = V_2 \Rightarrow u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$$

где су:

$d_{w1}$  и  $d_{w2}$  - пречници кинематских површина кружног облика малог и великог точка

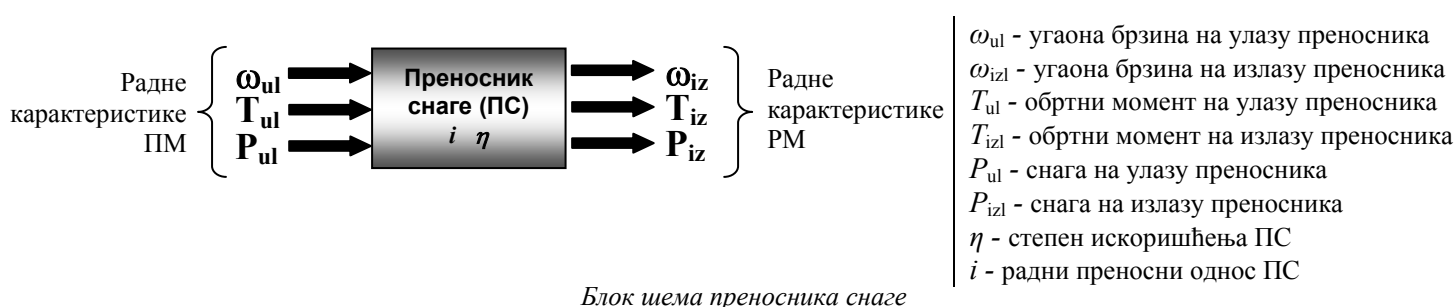
**Осно растојање ( $a$ )** је дужина коју одсецају геометријске осе спрегнутих точкова на њиховој заједничкој нормали, и она представља најмање (најкраће) растојање оса.

$$\alpha = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$$

**Осни угао ( $\Sigma$ )** је угао између вектора угаоне брзине погонског точка и супротног вектора угаоне брзине гоњеног точка.

$$\Sigma \angle (\vec{\omega}_1, -\vec{\omega}_2)$$

## Основне радне карактеристике једноступеног преносника снаге:



Блок шема преносника снаге

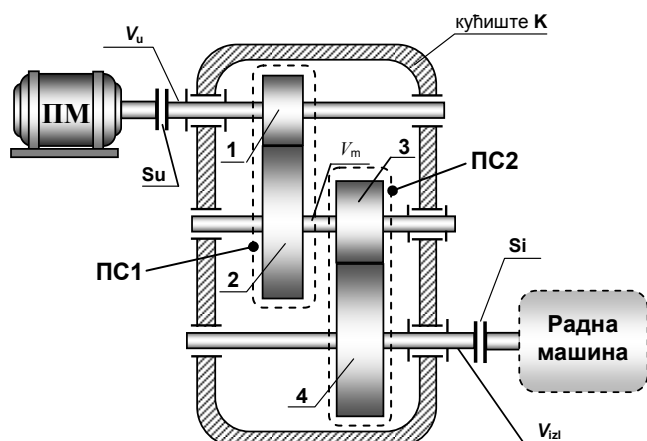
**Радни преносни однос ( $i$ ):**

$$i = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{izl}} \begin{cases} > 1 \\ = 1 \\ < 1 \end{cases}$$

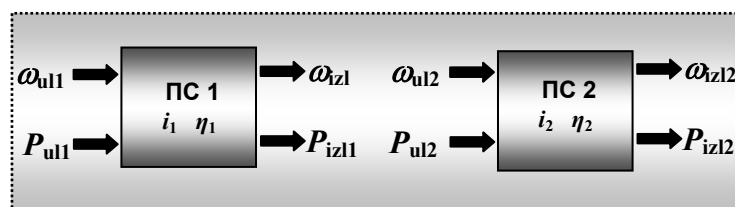
**Степен искоришћења ( $\eta$ ):**

$$\eta = \frac{P_{izl}}{P_{ul}} < 1$$

**Основне радне карактеристике вишестепених преносника снаге:**



Механички модел двостепеног преносника снаге



Блок шема двостепеног преносника снаге

### Радни преносни однос

Према дефиницији радног преносног односа, укупни радни преносни однос код двостепеног преносника снаге може се написати у облику

$$i = \frac{\omega_{ul1}}{\omega_{izl2}} \cdot \left( \frac{\omega_{izl1}}{\omega_{ul2}} \right) = \frac{\omega_{ul1}}{\omega_{ul2}} \cdot \frac{\omega_{izl1}}{\omega_{izl2}} = i_1 \cdot \frac{\omega_{izl1}}{\omega_{izl2}}$$

Према блок-шеми следи да је  $\omega_{izl1} = \omega_{ul2}$ . Сагласно овоме, израз за укупни преносни однос код двостепеног преносника снаге може се написати у облику:

$$i = i_1 \cdot \frac{\omega_{ul2}}{\omega_{izl2}} = i_1 \cdot i_2$$

На основу овога изрази може се написати општи израз за одређивање укупног преносног односа код вишестепених преносника снаге.

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n = \prod_{j=1}^n i_j$$

где је

$j=1; 2; \dots n$ , број једноступених преносника снаге (број трансформација снаге) у оквиру вишестепеног преносника.

### Степен искоришћења

Имајући у виду неизбежне отпоре у раду преносника снаге, најчешће у виду трења, снага на излазу из преносника је редовно – увек мања од улазне снаге, па је и степен искоришћења увек мањи од броја један ( $\eta < 1$ ).

За двостепени преносник снаге, укупни степен искоришћења може се написати у облику.

$$\eta = \frac{P_{izl2}}{P_{ul1}} \cdot \left( \frac{P_{izl1}}{P_{izl1}} \right) = \frac{P_{izl1}}{P_{ul1}} \cdot \frac{P_{izl2}}{P_{izl1}} = \eta_1 \cdot \frac{P_{izl2}}{P_{izl1}}$$

Према блок-шеми следи да је  $P_{izl1} = P_{ul2}$ . На основу ове једнакости горњи израз може се написати у облику

$$\eta = \eta_1 \frac{P_{izl2}}{P_{ul2}} = \eta_1 \cdot \eta_2$$

Сагласно овоме изразу, може се формирати општи израз за одређивање укупних енергетских губитака (укупног степена искоришћења) код вишестепеног преносника снаге:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n = \prod_{j=1}^n \eta_j$$

Снага на излазу преносника мања је од снаге на улазу преносника за величину снаге утрошене на савладавање отпора трења у преноснику тј.

$$P_{izl} = P_{ul} - P_g$$

На основу овога израза и израза са степен искоришћења може се одредити снага губитака у преноснику

$$P_g = (1 - \eta) \cdot P_{ul}$$

Израз за степен искоришћења преносника може се написати у следећем облику:

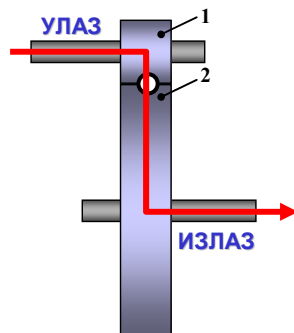
$$\eta = \frac{P_{izl}}{P_{ul}} = \frac{T_{izl} \cdot \omega_{izl}}{T_{ul} \cdot \omega_{ul}} = \frac{T_{izl}}{T_{ul}} \frac{1}{\frac{\omega_{ul}}{\omega_{izl}}} = \frac{T_{izl}}{T_{ul}} \frac{1}{i}$$

На основу овога израза може се успоставити зависност између обртног момента на излазу и улазу преносника снаге:

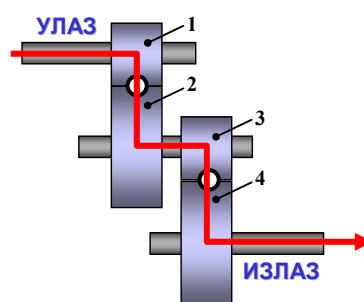
$$T_{izl} = T_{ul} \cdot \eta \cdot i$$

### Подела преносника снаге:

При трансмисији снаге од погонске до радне машине, иста се може **једном**, **два пута** или **више пута** трансформисати у циљу добијања жељених карактеристика радне машине у погледу брзине и оптерећења. Сагласно овоме, преносници снаге могу бити: **једноступени**, **двоступени**, и **вишеступени**.



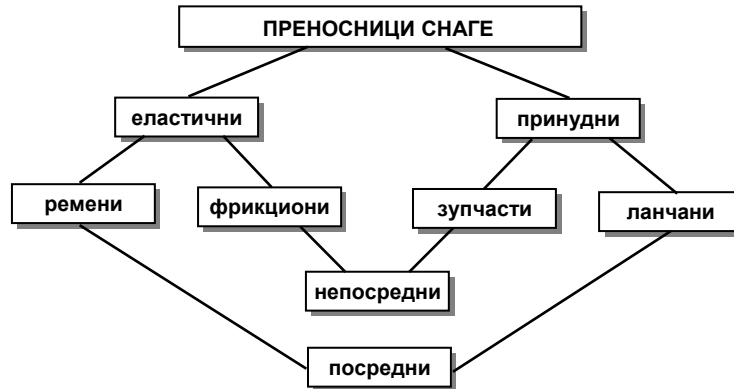
Једноступени ПС



Двоступени ПС

Према принципу рада, преносници снаге могу бити **еластични** и **принудни**. Групи еластичних преносника снаге припадају **ремени** и **фрикциони** преносници, а групи принудних преносника припадају **зупчасти** и **ланчани** преносници.

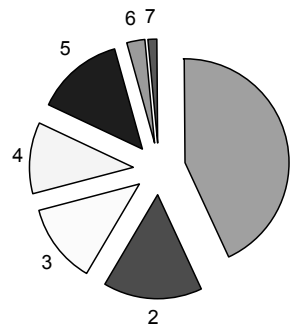
Зупчасти и фрикциони преносници пренос и трансформацију снаге обављају непосредним додиром зупчастог, односно фрикционог пара, док ланчани и ремени преносници исту функцију обављају помоћу посредника, ланца и ремена. Сагласно овоме, механички преносници могу бити **непосредни** и **посредни**.



Подела преносника снаге

Од свих преносника снаге, зупчасти преносници имају највећи домен примене, а цилиндрични зупчасти парови су најдоминантнији код зупчастих преносника снаге.

1. Цилиндрични зупчаници
2. Конусни зупчаници
3. Хиперболоидни зупчаници
4. Планетарни зупчаници
5. Ланчани парови
6. Каишни парови
7. Фрикциони парови

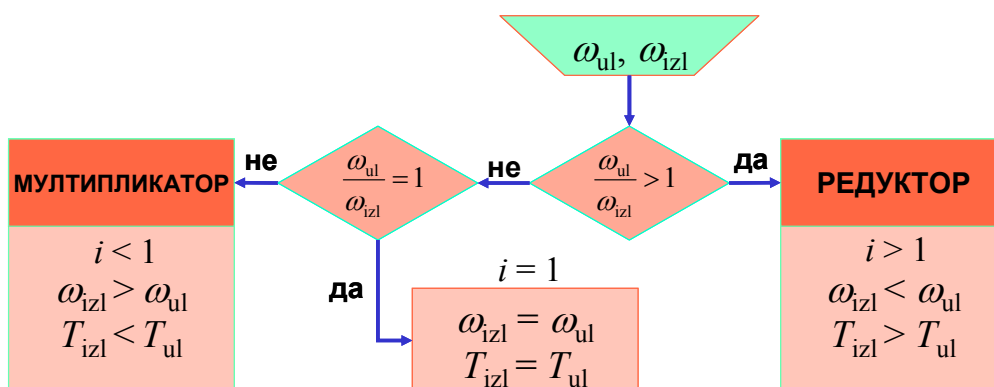


Степен заступљености различитих преносника снаге

Овако велики домен примене зупчастих парова обезбеђен је захваљујући **компактности конструкције, великој поузданости и издржљивости у раду, малим губицима при трансмисији снаге и могућношћу примене у широком спектру снага, преносних односа и угаоних брзина.**

Поред ових предности зупчасти преносници снаге имају и недостатке у погледу **велике прецизности израде, и појаве буке и вибрација у раду.**

Подела преносника снаге према радном преносном односу:

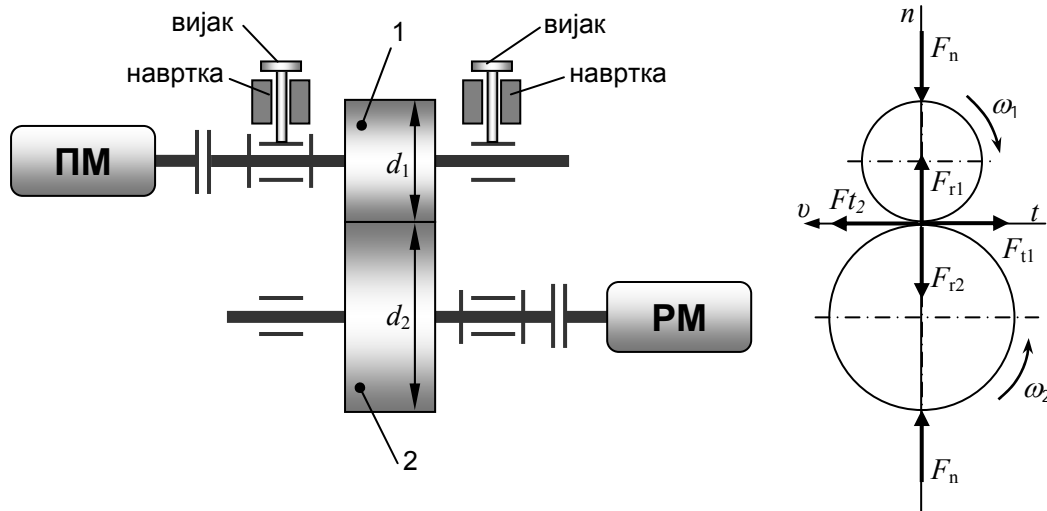


## Фрикциони преносници снаге

Фрикциони преносници снаге су непосредни еластични механички преносници снаге.

Фрикциони преносници извршавају **парцијалну функцију**: пренос и трансформацију снаге од погонске машине (ПМ) до радне машине (РМ).

### Принцип рада и оптерећење:



Да би се снага са ПМ пренела и трансформисала до РМ посредством фрикционих тачкова 1 и 2 (фрикциони пар) исти морају бити притиснути силом  $F_n$  у правцу заједничке нормале ( $n$ ). Ове силе се формирају посебним механизмом, на пример помоћу завртња и навртке. Интензитет силе  $F_n$  треба да обезбеди котрљање фрикционих тачкова 1 и 2 без појаве клизања, тј. силе трења ( $F_\mu = F_n \mu$ ).

### Степен сигурности против клизања фрикционог пара:

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

где су:

$F$  – **радно оптерећење** (тангенцијалне силе) које се преноси фрикционим тачковима у правцу заједничке тангенте фрикционог пара:

$$|\vec{F}_{t1}| \approx |\vec{F}_{t2}| = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}; \quad T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$

$[F]$  – **критично оптерећење** (у правцу заједничке тангенте), јавља се услед преоптерећења, а манифестује се клизањем фрикционих тачкова, тј. појавом силе трења  $F_\mu = F_n \mu$ .

Из услова  $S_\mu \geq S_{\mu \min}$  ( $S_{\mu \min} = 1,5 \dots 2,5$ ) следи интензитет силе  $F_n$  која треба да обезбеди котрљање фрикционих тачкова без клизања

$$\frac{F_n \cdot \mu}{F_t} \geq S_{\mu \min} \Rightarrow \boxed{F_n \geq \frac{F_t}{\mu} \cdot S_{\mu \min}}$$

На месту додира фрикционог пара у правцу заједничке нормале делују радијалне силе:

$$|\vec{F}_{r1}| = |\vec{F}_{r2}| = |\vec{F}_n|$$

### Добра карактеристике фрикционих преносника:

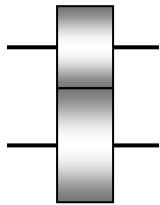
- једноставна конструкција;
- једноставно одржавање;
- тих бешумни рад;
- изненадна преоптерећења се не преносе захваљујући проклизавању фрикционих парова.

### Недостаци:

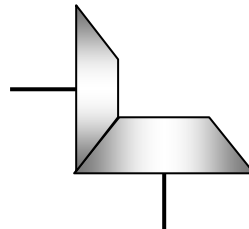
- хабање радних површина фрикционих тачкова услед клизања;
- потребан је механизам за остваривање силе  $F_n$ ;
- сила  $F_n$  оптерећује лежаје и вратила;
- због клизања није могуће остварити тачан преносни однос.

### Подела:

- Према облику кинематских површина:

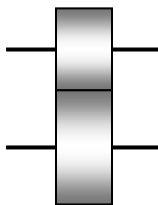


Цилиндрични

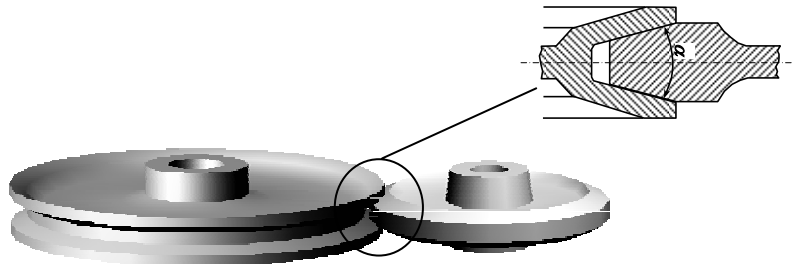


Конусни

- Према облику радних површина



Равне



Ожлебљене

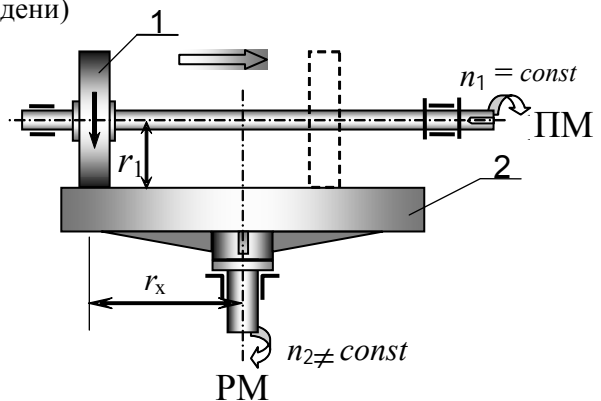
- Фрикциони преносници

- без промене преносног односа (сви горе наведени)

- са променом преносног односа (варијатори)

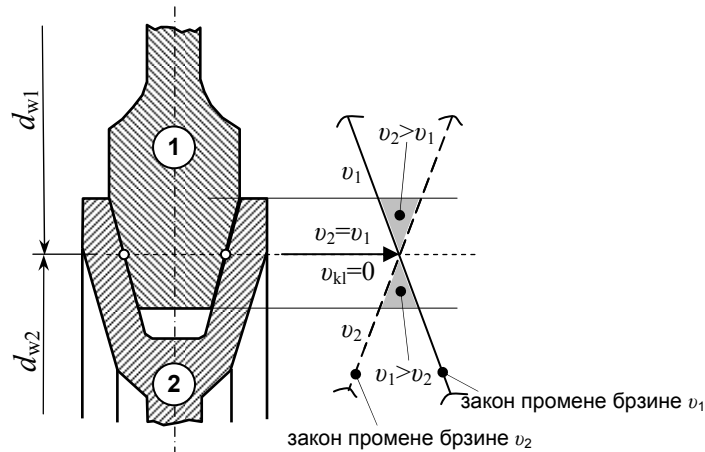
радни преносни однос:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{izl}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_x}{r_1}$$



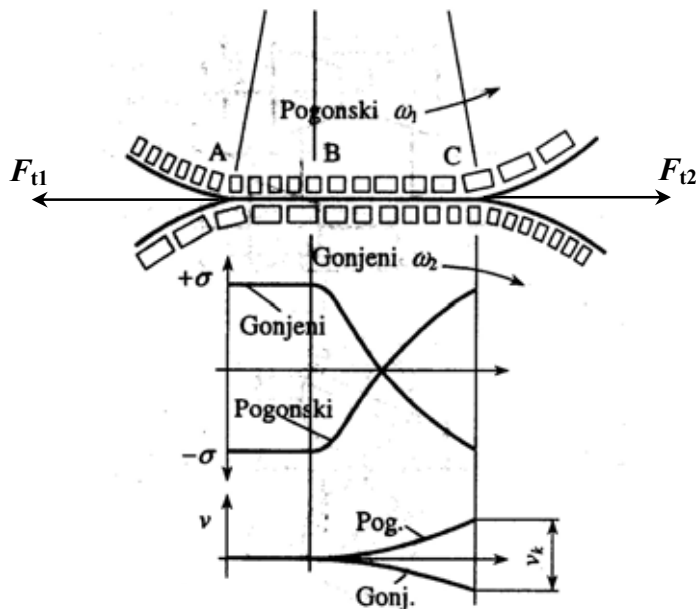
### Кинематско и еластично клизање

**Кинематско клизање** настаје услед одступања облика радних површина фрикционих точкова од облика кинематских површина. Кинематске површине су замишљене површине (идеално глатке, идеално тачне по облику и димензијама и апсолутно круте) које се котрљају без појаве клизања. Код **ожлебљених фрикционих парова** облик радних површина се не поклапа са обликом кинематских површина.



$d_{w1}, d_{w2}$  – пречници замишљених кинематских цилиндричних површина

**Еластично клизање** настаје услед еластичних деформација радних површина фрикционих точкова. Под дејством нормалне силе  $F_n$  првобитни додир по линији замењује се додиром по коначној површини правоугаоног облика.



Контакт радних површина почиње у тачки А, а завршава се у тачки С. Услед дејства силе  $F_{t1}$  површински слојеви погонског точка 1 од тачке А до тачке В напрегнати су на притисак, а од тачке В до тачке С на затезање. Истовремено површински слојеви гоњеног точка 2 од тачке А до тачке В под дејством силе  $F_{t2}$  напрегнати су на затезање, а од тачке В до тачке С напрегнати су на притисак.

У области од В до С у контакту се налазе површински слојеви који се издужују (погонски точак) и слојеви који се скраћују (гоњени точак). Услед ове разлике у деформацијама површинских слојева настаје **еластично клизање**, тј. долази до заостајања, смањења угаоне



( $\omega_2' < \omega_2$ ) и обимне брзине гоњеног точка 2, посматрано у односу на идеалан случај, када би котрљање било без клизања.

идеалан случај (котрљање кинематских површина)	реалан случај (котрљање радних површина)
$V_1 = V_2 \Rightarrow u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$	$V_1 > V_2 \Rightarrow u' = \frac{\omega_1}{\omega_2} \neq \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \Rightarrow u' > u$ $V_1 = V_2 \Rightarrow u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{1 - \xi_k} \cdot \frac{1}{d_1}$ $f_k$ - фактор проклизавања (1 ÷ 3 %)

### Носивост фриксионих парова

Под дејством радног оптерећења површински слојеви фриксионог пара се:

- хабају – троше и загревају услед еластичног и кинематског клизања и
- замарају услед контактнoг напона.

За процену радне способности (носивости) радних површина фриксионог пара меродавна радна карактеристика је **највећи радни контактни напон**:

$$p = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{\rho_{ekv} \cdot b}}$$

где су:

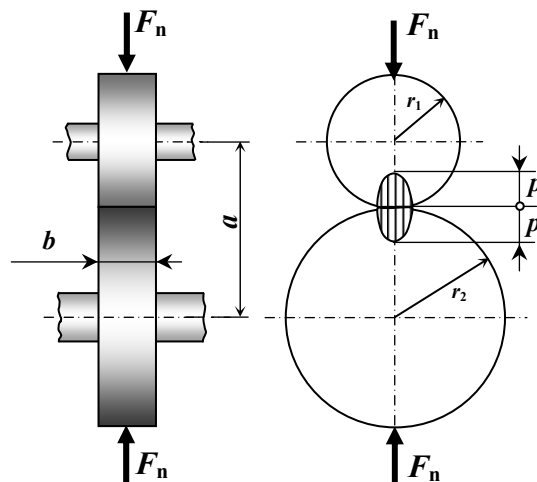
$$\frac{1}{\rho_{ekv}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \text{ - еквивалентни радијус кривине}$$

$$\rho_1 = r_1$$

$$\rho_2 = r_2$$

$$E = 2 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \text{ - еквивалентни модул еластичности}$$

$b$  – дужина контакта фриксионих точкова



До динамичког разарања – замарања радних површина фриксионог пара неће доћи ако је **највећи радни контактни напон мањи од одговарајућег дозвољеног**.

$$p \leq p_{doz}$$

где је:

$$p_{doz} = f(\text{врсте додирних материјала, подмазивања (\check{S} по \check{S}), брзине клизања и коеф. трења})$$

#### МАТЕРИЈАЛИ ФРИКЦИОНИХ ПРЕНОСНИКА

челик по челику, сиви лив по сивом ливу, челик по сивом ливу, гума по челику или сивом ливу и пластичне масе по челику или сивом ливу