

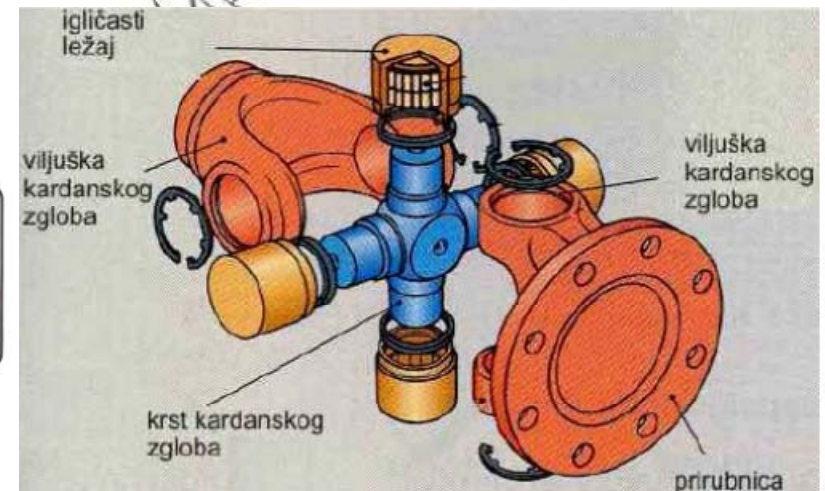
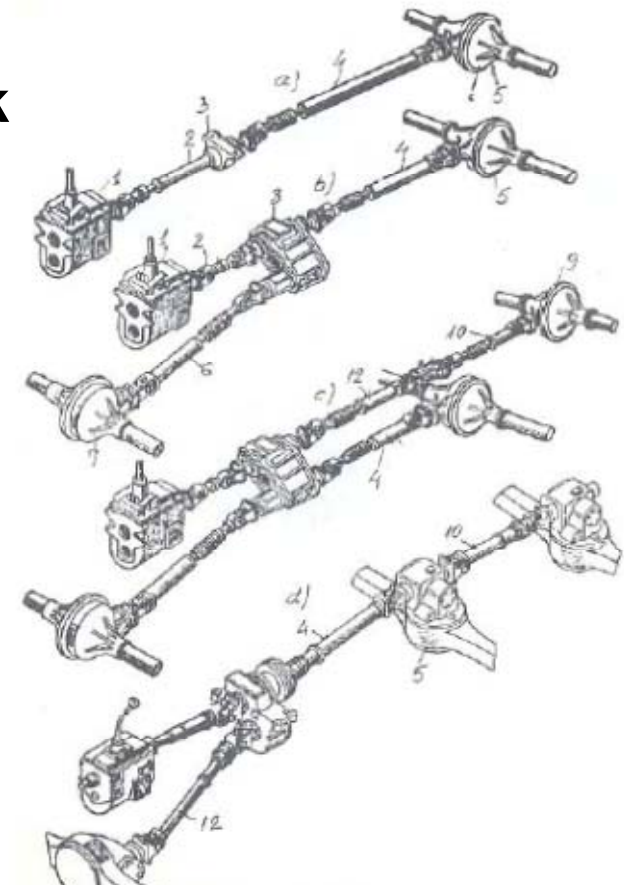
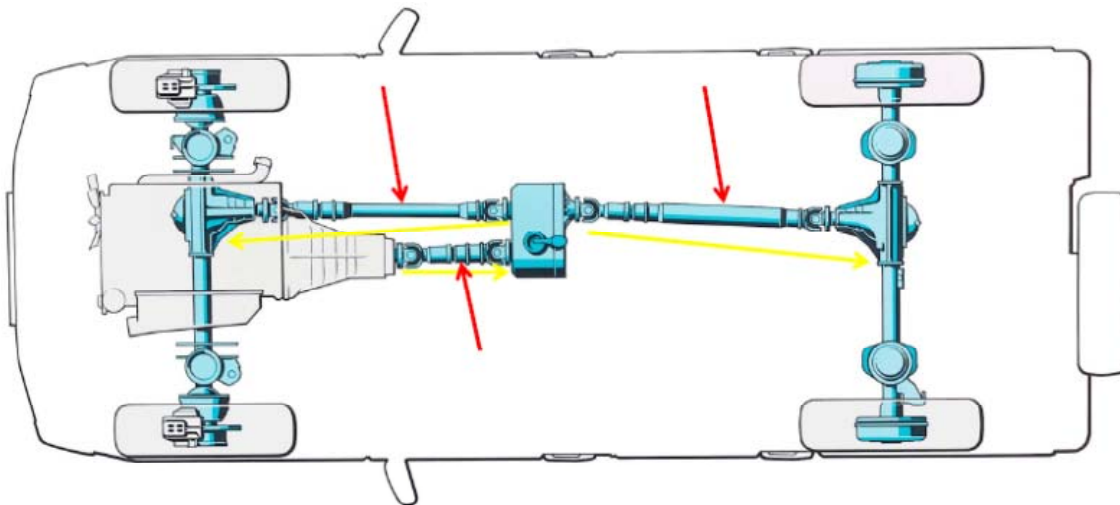
Zglobni prenosnik

- **Nemenjački** prenosnik snage
(nema promene parametara snage: M / ω)
- Konstrukcijom zglobnog prenosnika obezbeđuje se **ugaona i translatorna kompenzacija**, sa stanovišta ugradbenih tačaka (krajeva prenosnika)

Pincip izbora

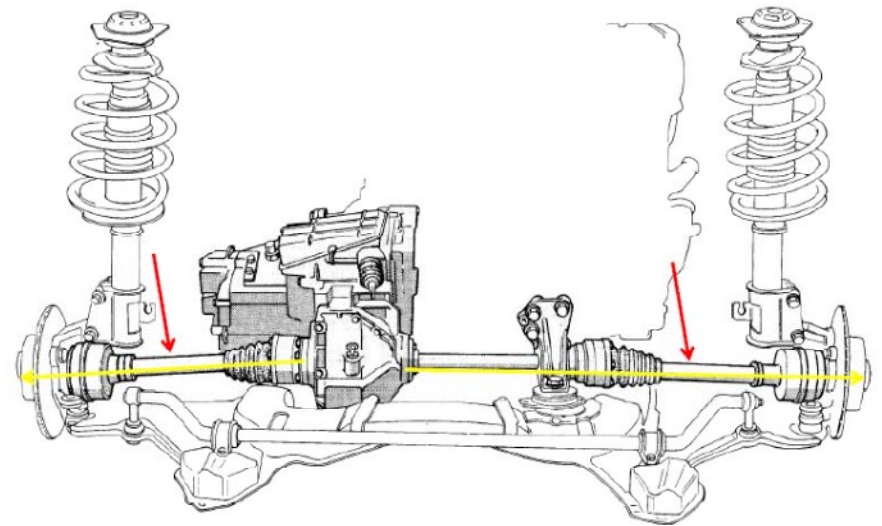
(odgovarajući parametri za konkretne uslove - potrebe)

- *Geometrijska ograničenja smeštaja ZP*
- *Lokacija i tip spojnice*
- *Veličina i promenljivost radnih uglova i momenata*



ZP sa homokinetičkim zglobovima

- Nosivost i radni vek bazirani na **kontaktnom naprezanju**
- Površinski pritisak na mestu dodira kuglica sa putanjom zavisi od:
 - Prečnika i broja kuglica
 - Udaljenosti kuglica od centra zgloba
 - Ugao prenosa sile u zglobu (princip kose ravni)



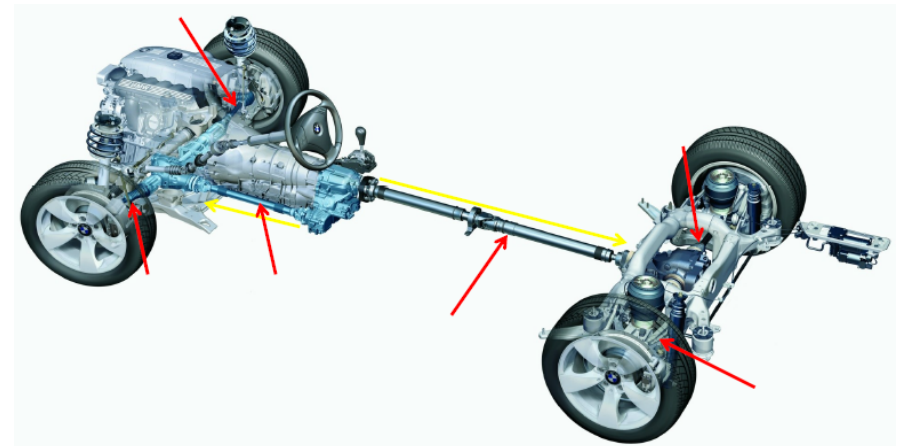
Proračun veka baziran na koncepciji razaranja usled zamora.

Merodavni parametri:

- Obrtni moment
- Učestanost obrtanja
- Radni ugao

Upoređivanje sa uslovima i performansama koje odgovaraju **referentnom M_{100}**

- moment pri kome nominalni vek iznosi **1500 časova**
- pri učestanosti **100min^{-1}**
- pri radnom uglu **3°**



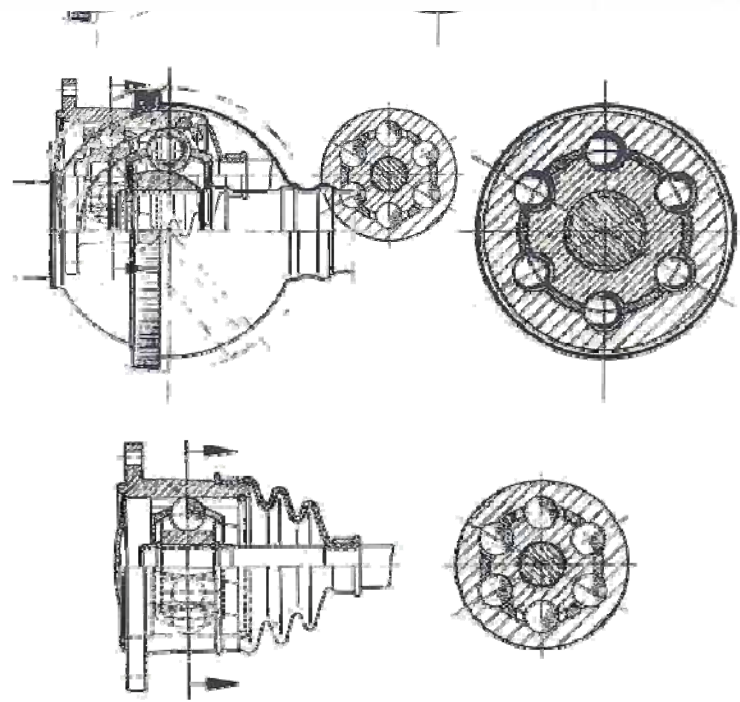
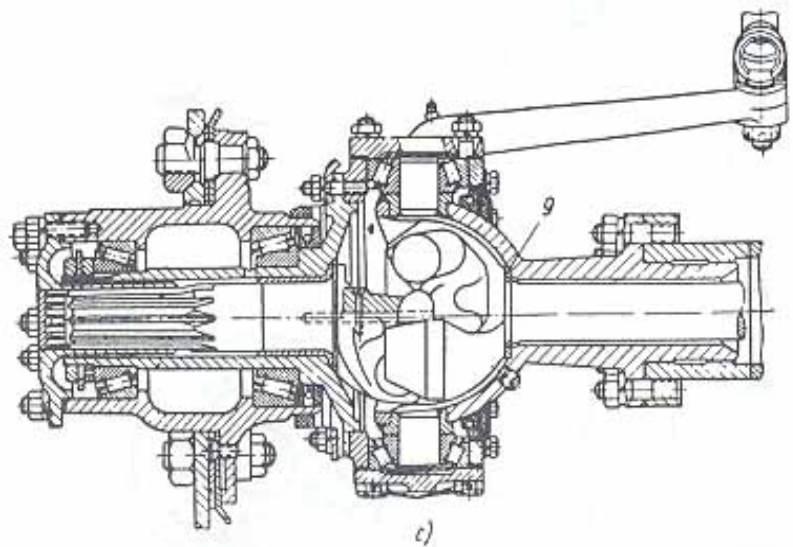
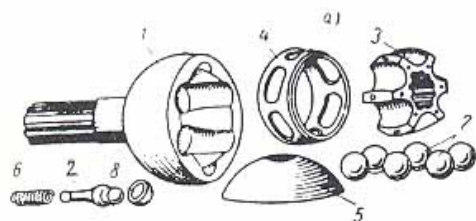
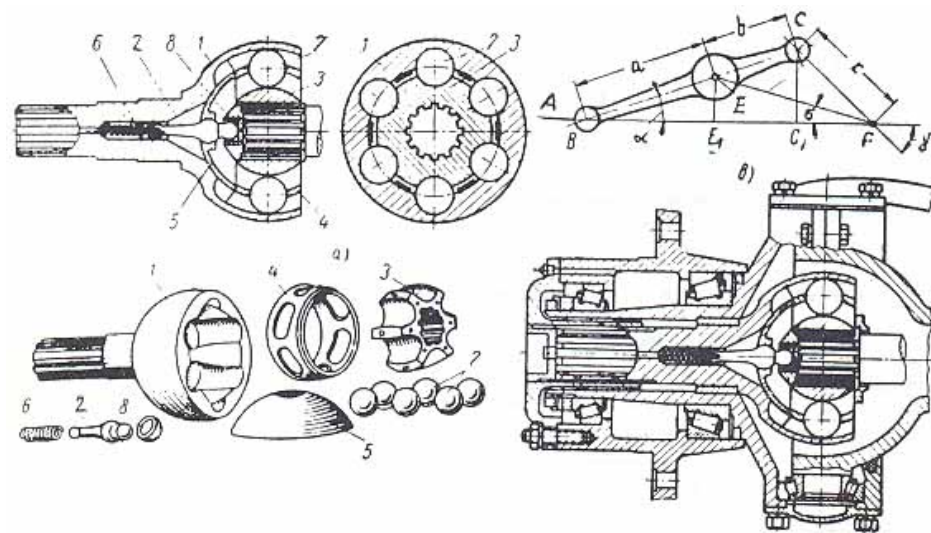
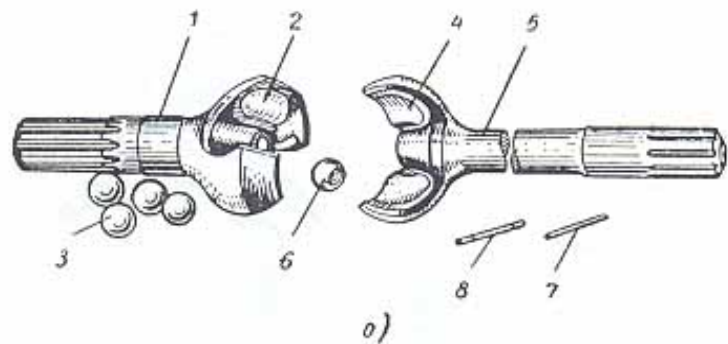
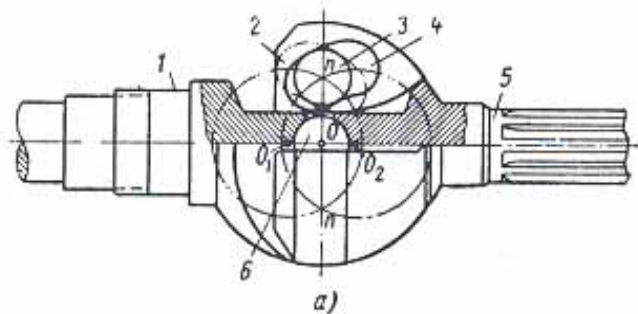
NAPOMENA:

- U pitanju **eksperimentalno verifikovan radni vek za „osrednjeno“ opterećenje.**
- **Na osnovu M_{100} definišu se kriterijumi površinskog naprezanja** (empirijska konstanta za dati tip kontakta), služi kao kriterijum za izbor adekvatnih materijala.
- Smernica za proizvođače homokinetičkih zglobova za razvoj i definisanje NUŽNE tehnologije izrade.
- Retko se uključuje i razmatra **statički otkaz** (baziran na piku-ekstremnoj vrednosti maksimalnog momenta)
- Lokacija homokinetičkog zgloba je po pravilu u samom točku (najčešća lokacija), gde su **maksimalna opterećenja limitirana prijanjanjem pneumatika i tla.**
- Veći radni uglovi karakterišu prednje pogonske točkove (dodatno relaksirani uslovi u pogledu maksimalnih vrednosti momenata koje se mogu pojaviti, usled **smanjenja vertikalnih dinamičkih reakcija tla na prednjim točkovima pri ubrzanju.**
- Referentni moment **M_{100}** ima veći uticaj na vek homokinetičkog zgloba jer odgovara **„ubrzanom ispitivanju“** u odnosu na X_{max} (pri φ_{max})

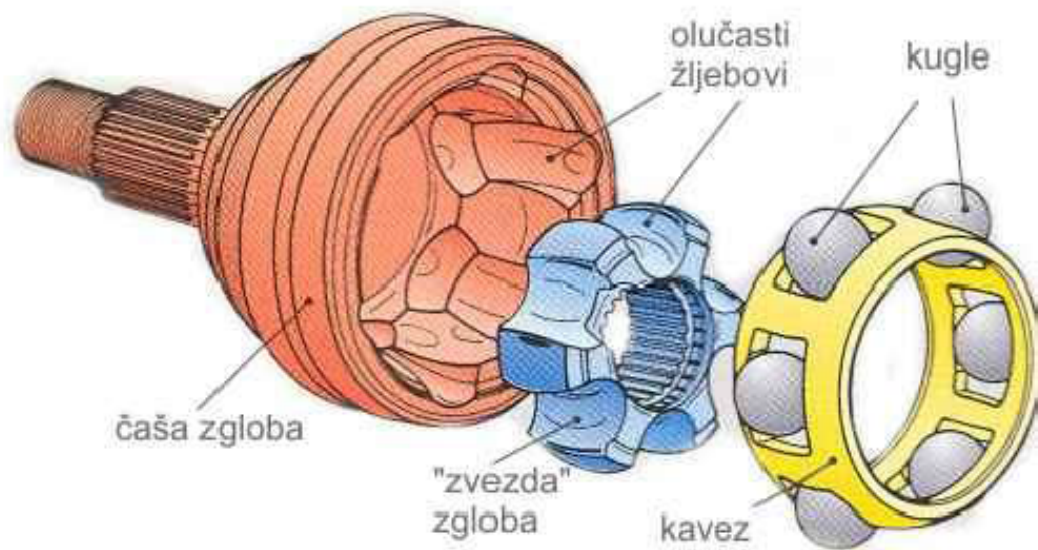
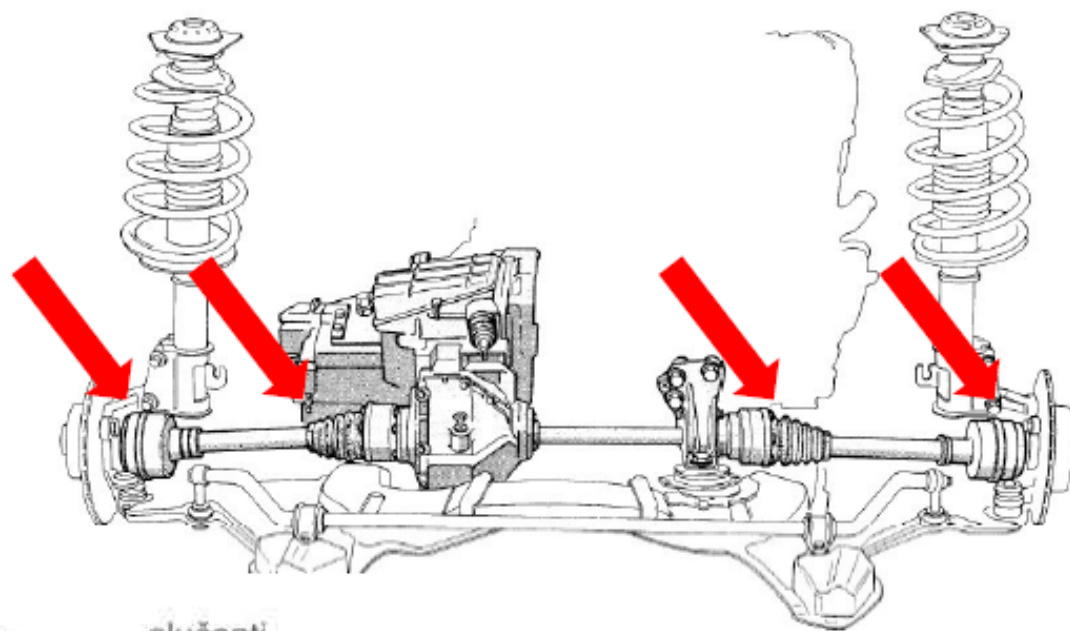
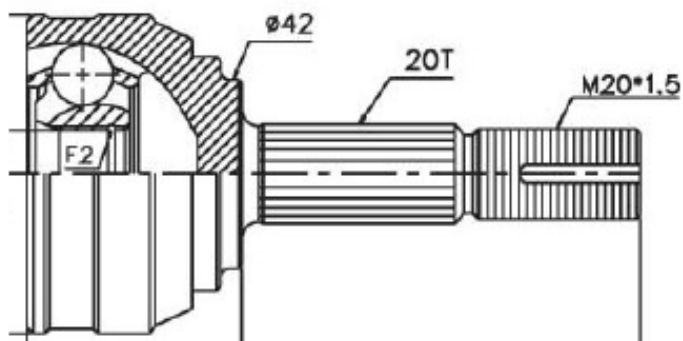
Principi rada

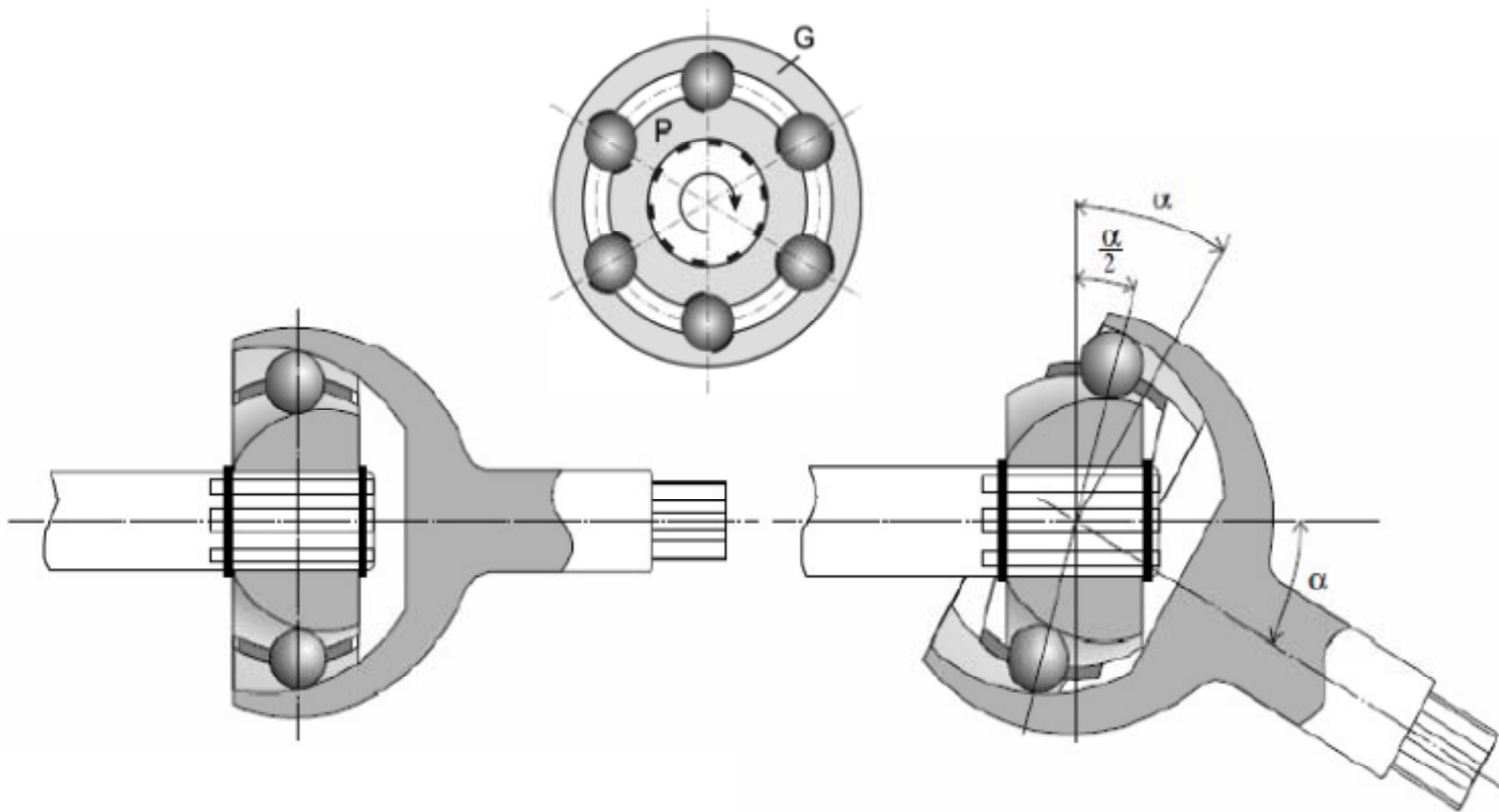
(kako se pozicioniraju kuglice u simetralnu ravan):

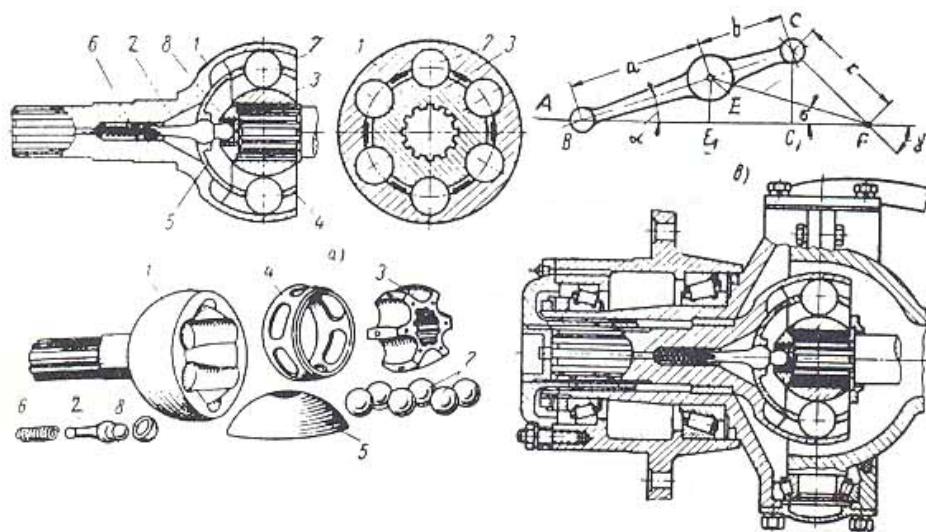
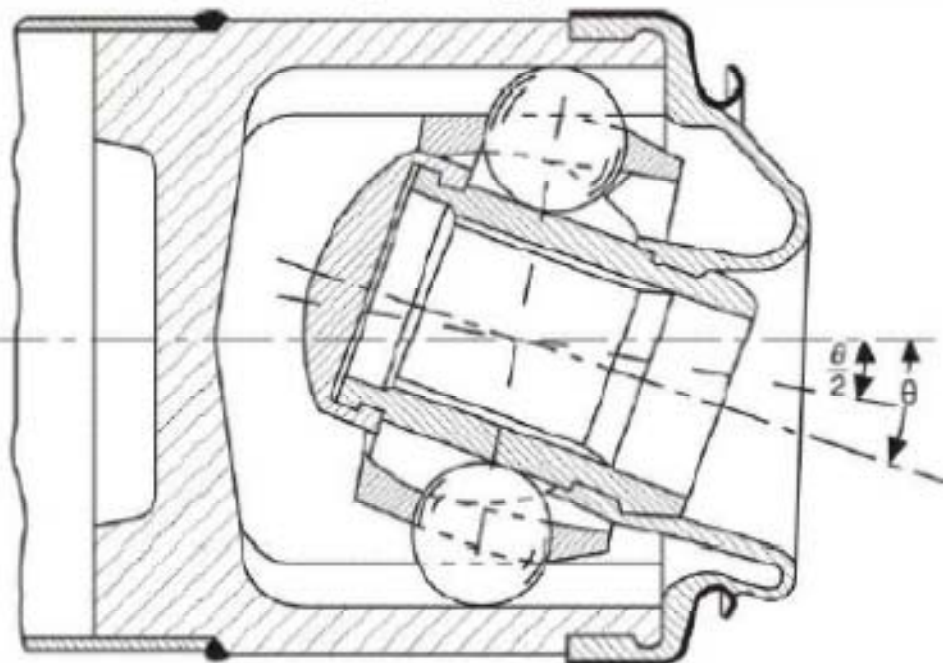
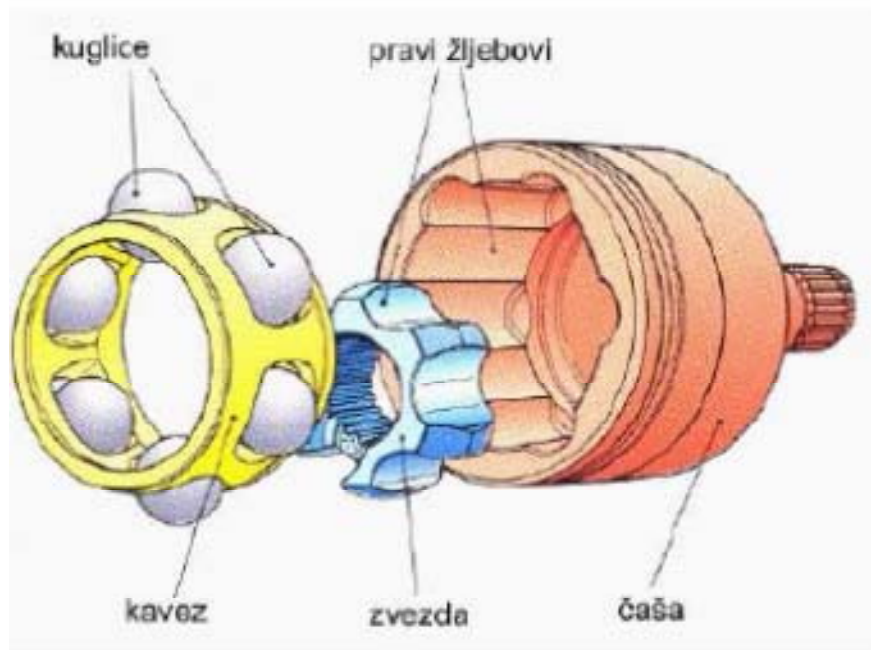
- **Bifeld (sami kanali)**
- **Rzeppa (dvokraka poluga)**
- **Tracta (frikciono preko pločice)**
- **Tripod 1 I Tripod 2 (trokraki kontakt)**
Pogonska poluvratila često (u spoju sa diferencijalom)



Homokinetički zglob







ZP sa kardanskim zglobovima - spojnicama (katalozi specijalizovanih proizvođača)

Merodavni parametri:

- M_{MT} Maksimalni preporučeni moment
- γ Radni ugao (obično maksimalni)
- L_{MT} Kataloška dužina ZP
- Često i statički moment pri kome nastaje razaranje zgloba

NAPOMENA:

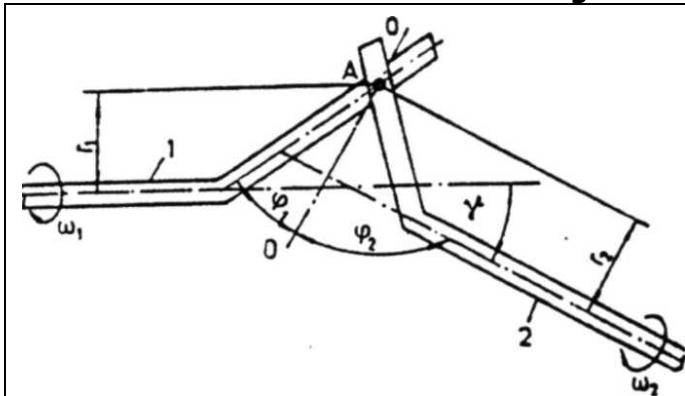
Provera pika opterećenja, jer imamo **šire lokacijske mogućnosti** (ne samo u točku, već i unutar transmisije, gde imamo **izraženije inercijalno opterećenje**) sa intenzivnijim uticajem inercijalnih opterećenja (npr. ekstremno kočenje sa uključenom spojnicom)

Merodavna maksimalna opterećenja:

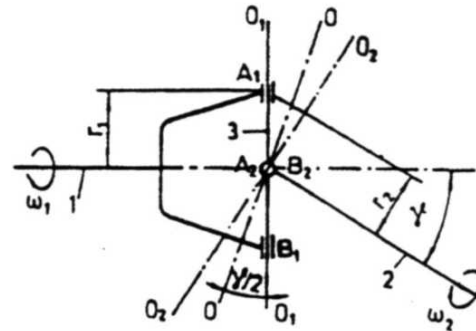
- Statička M_{eMAX} (sa transmisijom-lokacijom)
- Dimanička $M_n = M_{in}$ (Koeficijent nošenja spojnice - **β limitirajući faktor**)
Aspekt inercijalnih opterećenja
- Transmisiona kočnica uključuje aspekt prijanjanja $M_{MAX} = G \varphi r_d \frac{1}{i_0}$

NAPOMENA: Podrazumeva se klasična koncepcija gradnje transmisije, gde je ZGLOBNI PRENOSNIK ispred glavnog prenosnika

Kinematika asinhronog kardanovog prenosnika sa jednom spojnicom



Slika 1 Vratila spojena krutom spojnicom



Slika 2 Kruta spojnica nejednakih ugaonih brzina

NAPOMENA: U pitanju je **MEHANIZAM** (kruta tela u vezi), koji funkcioniše prema određenim jednačinama, ili dolazi do otkaza – loma.

$$V_A = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$$

Uslov $\omega_1 = \omega_2$ je ispunjen ako je

$$r_1 = r_2$$

Proističe uslov sinhronosti

(kontakt elemenata homokinetičkog zgloba u simetralnoj (bisektrisnoj) ravni)

$$\tan \alpha = \tan \beta \cos \gamma$$

odnosno

$$\tan \beta = \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma}$$

odnosno

$$\beta = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}$$

$$\frac{d\beta}{\cos^2 \beta dt} = \frac{d\alpha}{\cos \gamma \cos^2 \alpha dt} \quad \text{ili} \quad \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \gamma \cos^2 \alpha} \quad \omega_2 = \omega_1 \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cos \gamma}$$

$$\text{Zamenjujući } \operatorname{tg}^2 \beta = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma} \quad \cos^2 \beta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \beta} \quad \cos^2 \beta = \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \alpha}$$

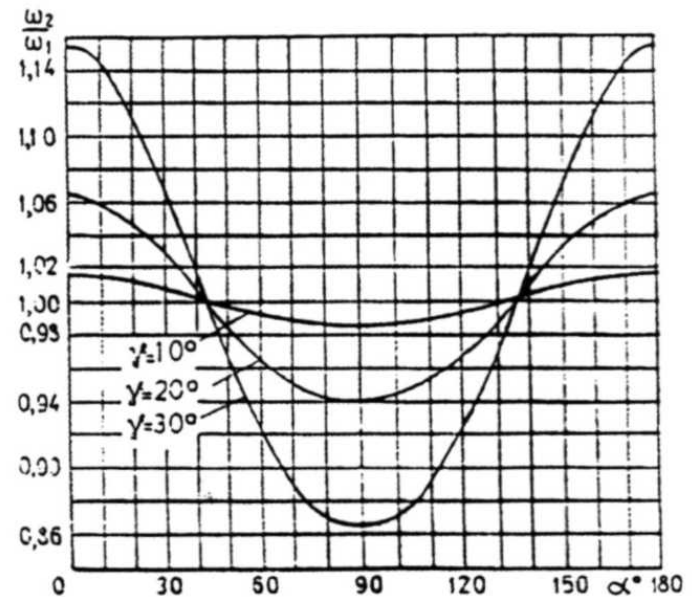
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} = \frac{\frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \alpha}}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} =$$

$$\frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \alpha \cos \gamma (\cos^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \alpha)} = \frac{\cos \gamma}{\cos^2 \alpha (\cos^2 \gamma + \frac{\sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha})} =$$

$$\frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha (1 - \sin^2 \gamma)} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} =$$

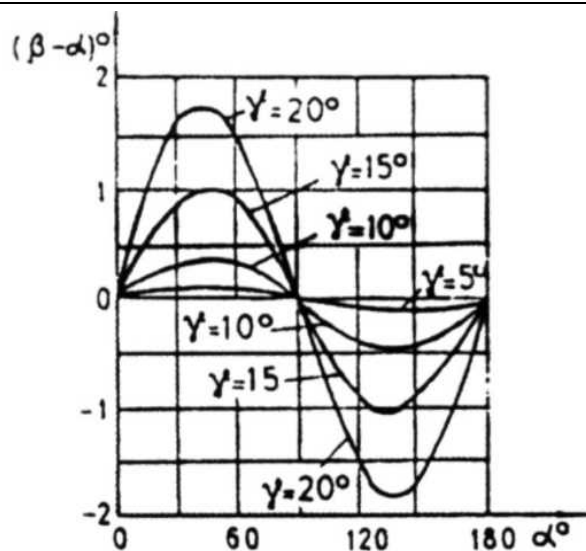
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}$$

$$\text{ili} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma}$$

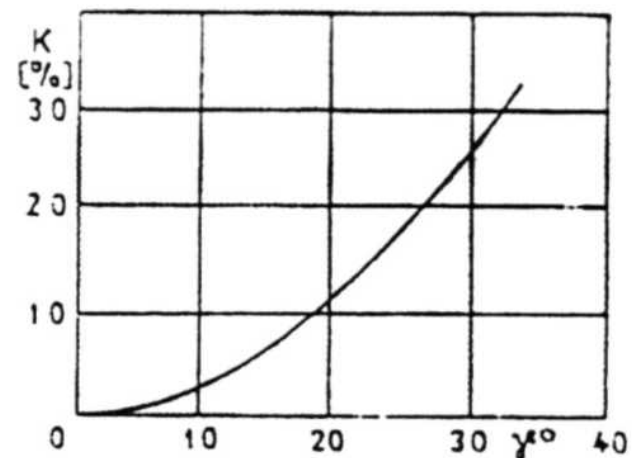


NAPOMENA:

- Cilj je da se trigonometrijskom gimnastikom izrazi odnos ugaonih brzina u funkciji ulaznog ugla α i radnog ugla γ (da se izgubi β), kako bi se ilustrovala neravnomernost toka snage (pri čemu je snaga nepromenljiva, ako se zanemare gubitci u uležištenjima).
- Očigledno je da sa porastom radnog ugla neravnomernost sve izraženija.



Slika 3 Ilustracija neravnornosti



Slika 4 Stepen neravnornosti

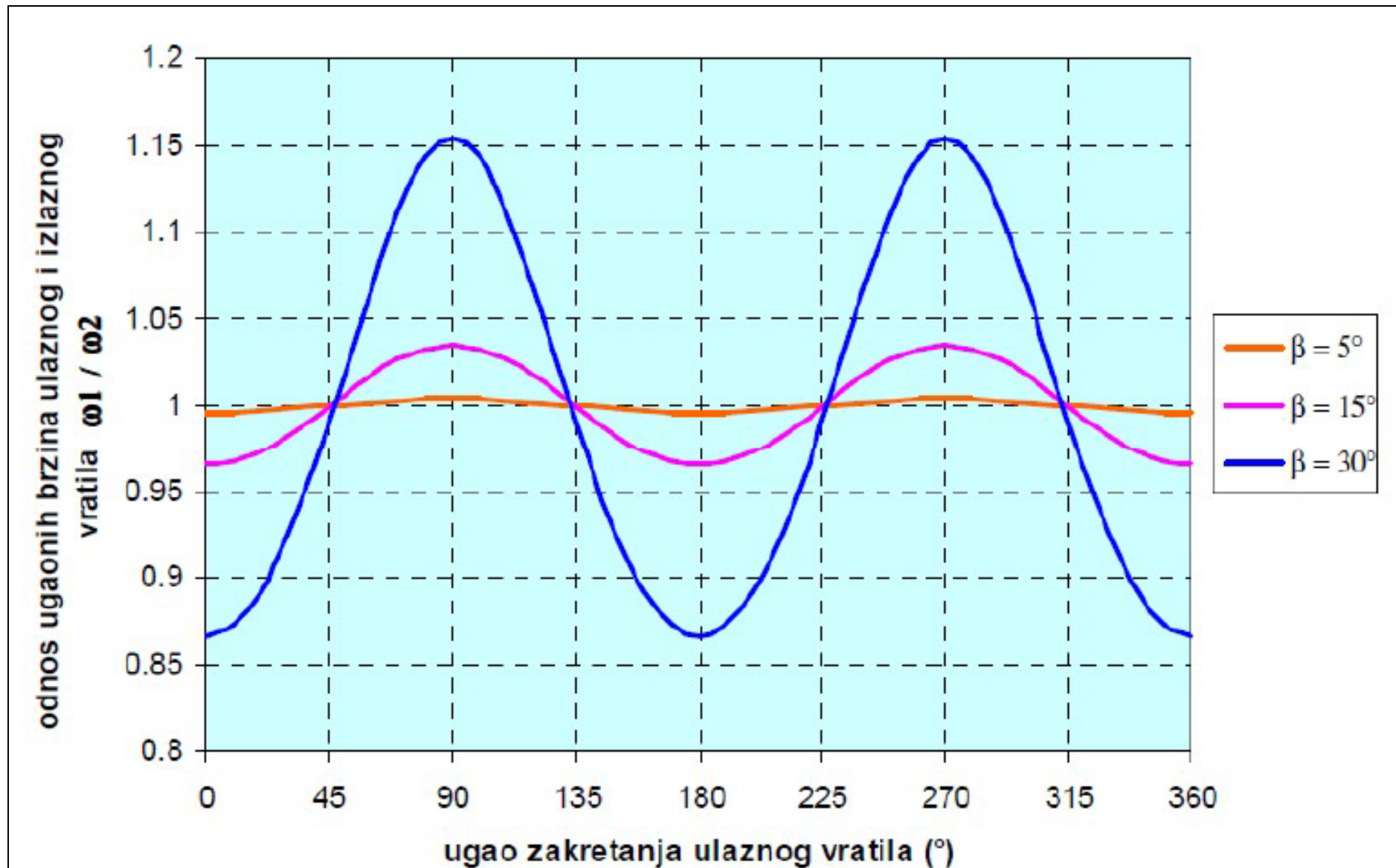
$$\operatorname{tg}(\beta - \alpha) = \frac{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}{1 - \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta}$$

$$\operatorname{tg}(\beta - \alpha) = \frac{\operatorname{tg}\beta(1 - \cos\gamma)}{1 - \operatorname{tg}^2\beta \cos\gamma}$$

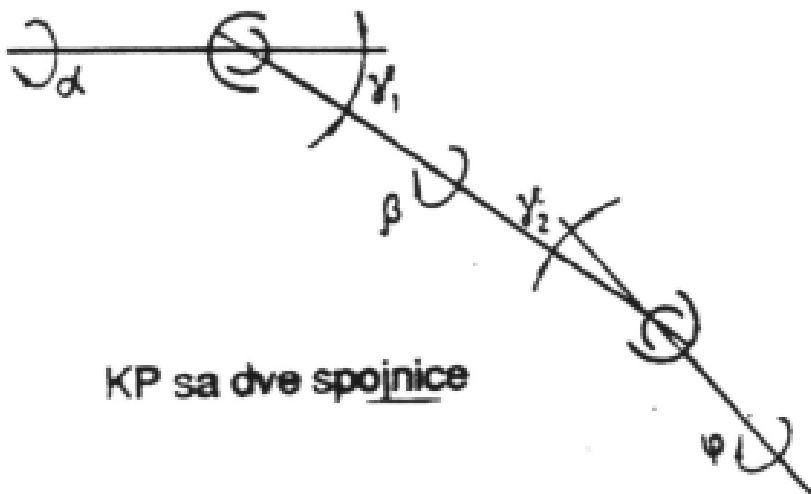
$$K = i_{2MAX} - i_{2MIN}$$

$$K = \frac{\omega_{2MAX} - \omega_{2MIN}}{\omega_1} = \frac{\omega_1 - \omega_1 \cos^2 \gamma}{\omega_1 \cos \gamma}$$

$$K = \frac{1 - \cos^2 \gamma}{\cos \gamma} = \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma} = \sin \gamma \operatorname{tg} \gamma$$



ZP sa dve i tri kardanske spojnice



KP sa dve spojnice

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tga}}{\cos \gamma_1} \quad \text{ili}$$

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \varphi \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) / \cos \gamma_2 \quad \text{ili}$$

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\cos \gamma_1}{\operatorname{tga}}$$

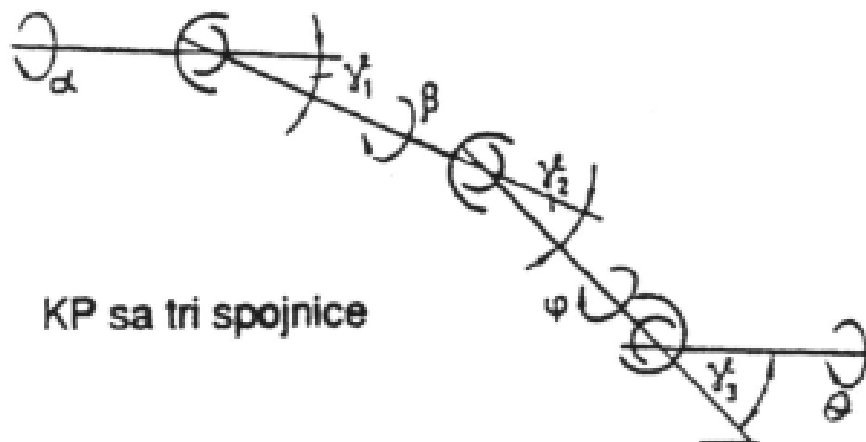
$$1 / \operatorname{tg} \beta = \cos \gamma_2 / \operatorname{tg} \varphi$$

$$\frac{\cos \gamma_1}{\operatorname{tga}} = \frac{\cos \gamma_2}{\operatorname{tg} \varphi}$$

$$\gamma_1 = \gamma_2$$

odnosno:

$$\operatorname{tg} \varphi / \operatorname{tga} = \cos \gamma_2 / \cos \gamma_1$$



KP sa tri spojnice

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tga} / \cos \gamma_1 \dots \dots \dots$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \beta / \cos \gamma_2$$

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \varphi \right) / \cos \gamma_1$$

$$\operatorname{tg} \theta / \operatorname{tga} = \cos \gamma_1 / \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2$$

tj. sinhronost je obezbedjena pri:

$$\cos \gamma_2 = \cos \gamma_1 \cos \gamma_2 \dots \dots \dots$$

NAPOMENA: Uslov sinhronog toka snage (odnos IZLAZ/ULAZ) za zglobni prenosnik sa dva kardanska zgloba podrazumeva

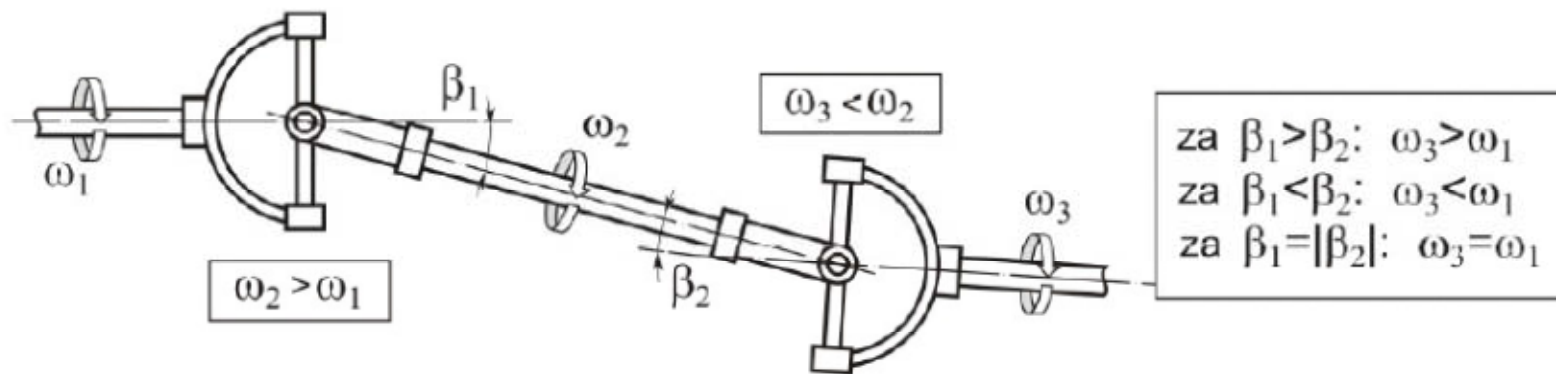
- Vratila 1, 2 i 3 moraju biti u istoj ravni
- Viljuške na posrednom vratilu 3 moraju biti u jednoj ravni
- Radni uglovi kardanskih zglobova 1 i 2 moraju biti jednaki

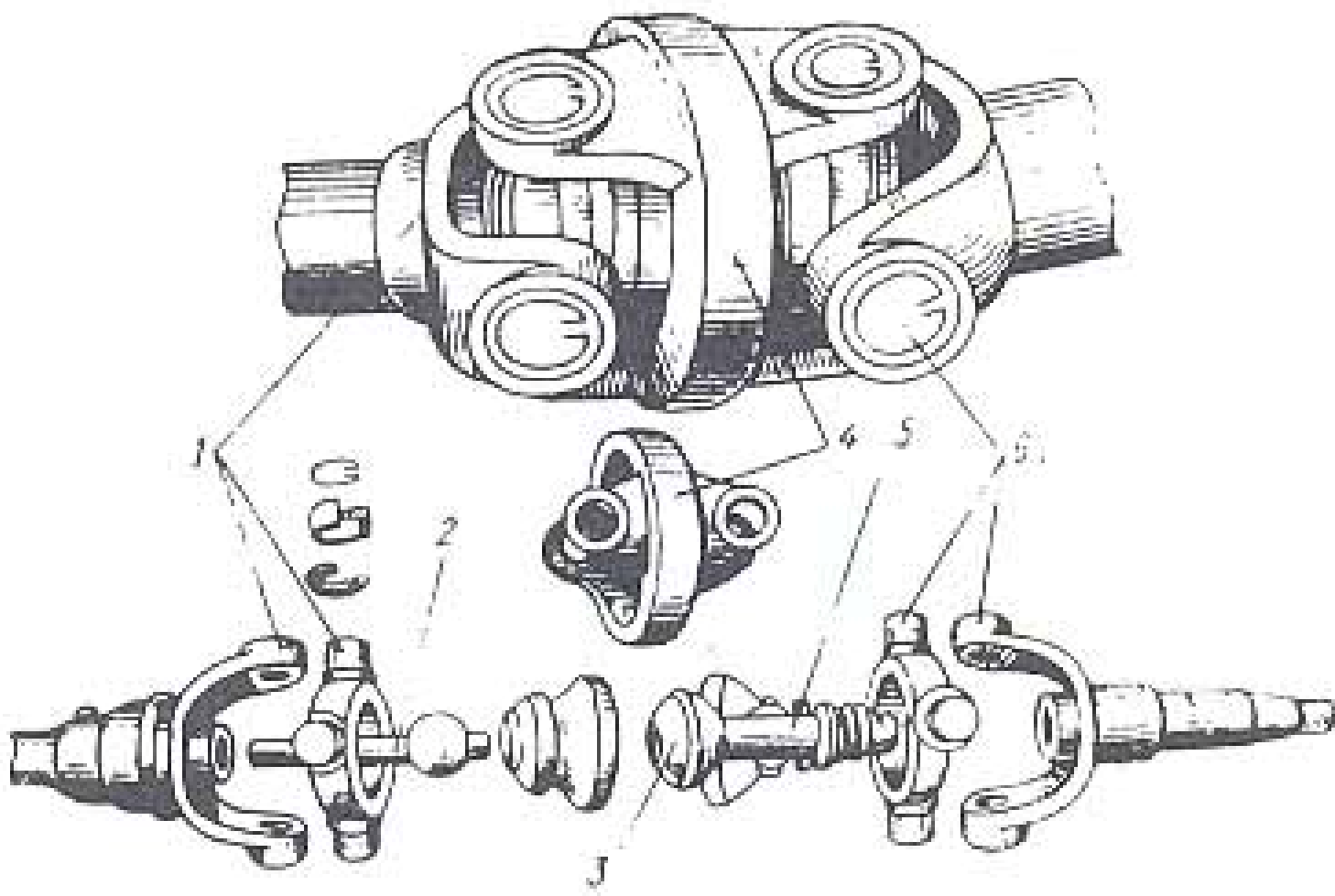
CILJ je odsustvo neravnomernosti $K=0$

Realno neravnomernost nikada nije $K=0$ (deformacija noseće strukture, ugibi sistema za oslanjanje, deformacija mehanizma za vođenje pogonskih točkova, ...) → **$K \neq 0$**

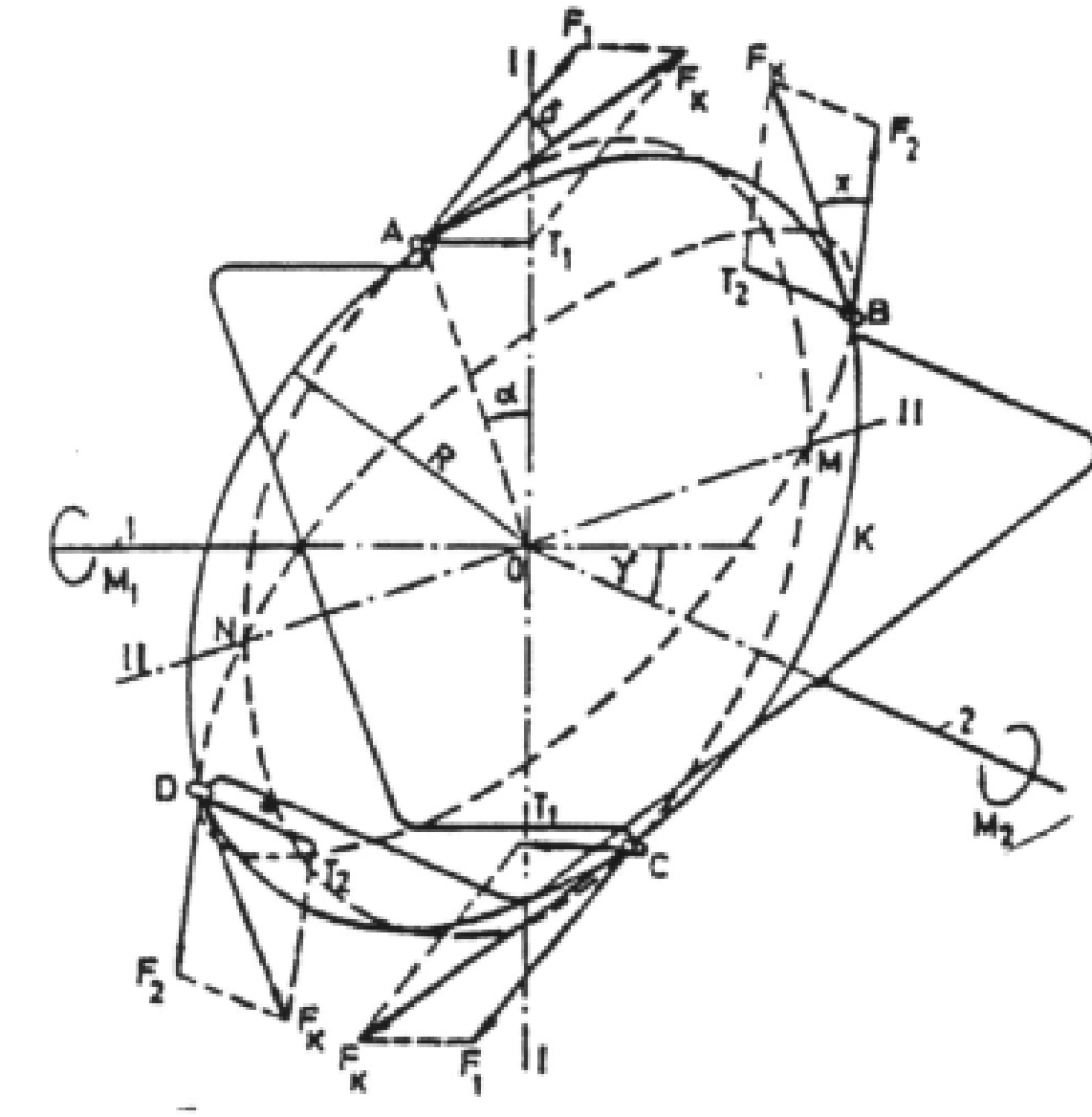
Kriterijum prihvatljivosti:

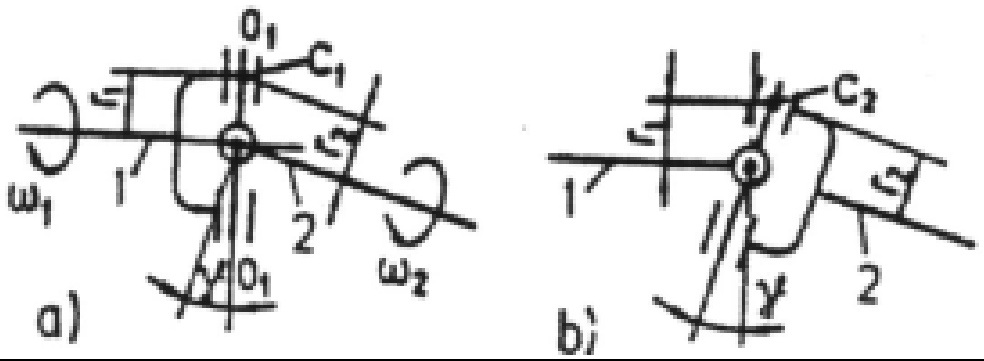
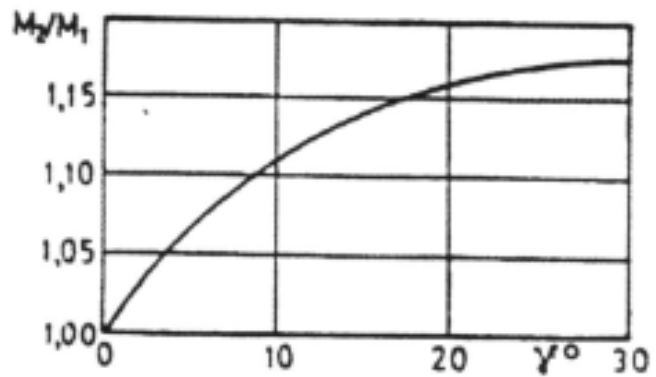
Ukupna neravnomernost svih kardanskih zglobova u transmisiji **$\sum K \leq 0.0027$**





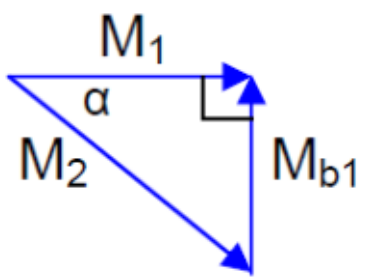
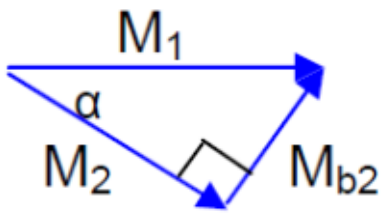
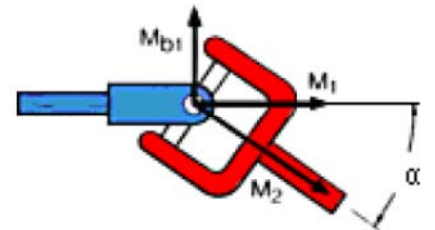
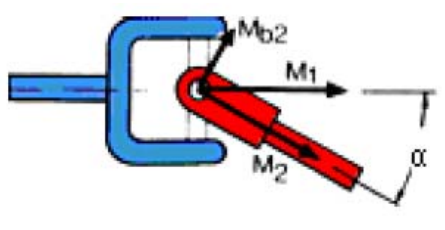
Dinamika asinhronne spojnice / analiza merodavnog opterećenja





Povećanje momenta na vođenom vratilu u zavisnosti od radnog ugla

Karakteristične pozicije kardanskog zgloba
Karakteristična dva položaja



$$F_1 = \frac{M_1}{2R} \quad F_2 = \frac{M_2}{2R}$$

$$T_1 = \frac{M_{S1}}{2R} \quad T_2 = \frac{M_{S2}}{2R}$$

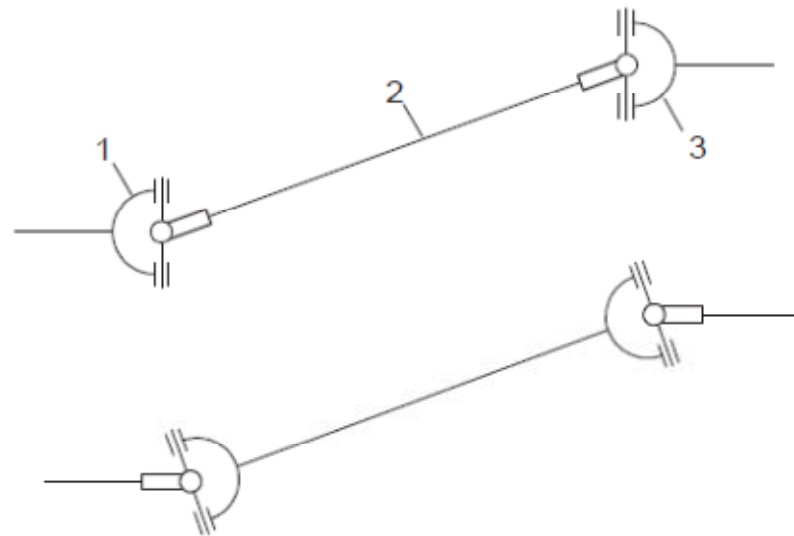
$$P_1 = P_2$$

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$$

$$M_2 = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

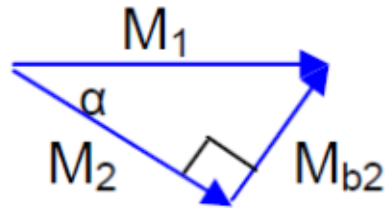
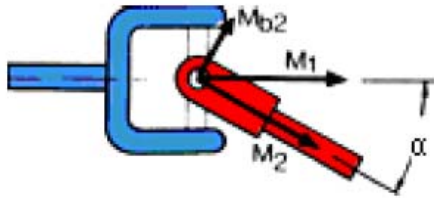
$$M_{Fk1} = M_{Fk2}$$

$$M_2 = M_1 \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}{\cos \gamma} = M_1 \frac{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}$$



| | |
|--|--|
| <p>Diagram showing a shaft with angular velocity ω_1 and a gear with radius r_{kz}. The connecting rod is at an angle β to the horizontal. The distance from the shaft axis to the rod's pivot is $r_{kz} \cos \beta$. The gear rotates with angular velocity ω_1 and the rod with angular velocity ω_2. A box indicates $\omega_2 < \omega_1$.</p> | <p>Diagram showing a shaft with angular velocity ω_1 and a gear with radius r_{kz}. The connecting rod is at an angle β to the horizontal. The distance from the shaft axis to the rod's pivot is $r_{kz} \cos \beta$. The gear rotates with angular velocity ω_1 and the rod with angular velocity ω_2. A box indicates $\omega_2 > \omega_1$.</p> |
| $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \beta$ | $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \beta}$ |

CIKLIČNOST PROMENA



(a) $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, \dots$

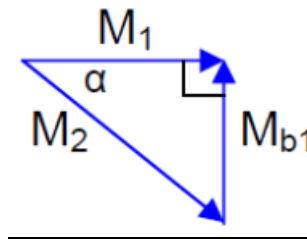
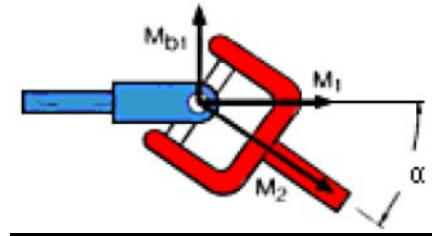
$$M_2 = M_{2MIN} = M_1 \cos \gamma$$

$$M_{S2} = M_{S2MAX} = M_1 \sin \gamma$$

$$M_{S1} = M_{S1MIN} = 0$$

$$\omega_{2MAX} \leftrightarrow V_{AMAX}$$

Maksimalni krak kontakta
(za isti $M_1 \rightarrow$ minimalna sila
u kontaktu $\rightarrow M_{2MIN}$)



(b) $\alpha = 90^\circ, 270^\circ, \dots$

$$M_2 = M_{2MAX} = M_1 \frac{1}{\cos \gamma}$$

$$M_{S2} = M_{S2MIN} = 0$$

$$M_{S1} = M_{S1MAX} = M_1 \tan \gamma$$

$$\omega_{2MIN} \leftrightarrow V_{AMIN}$$

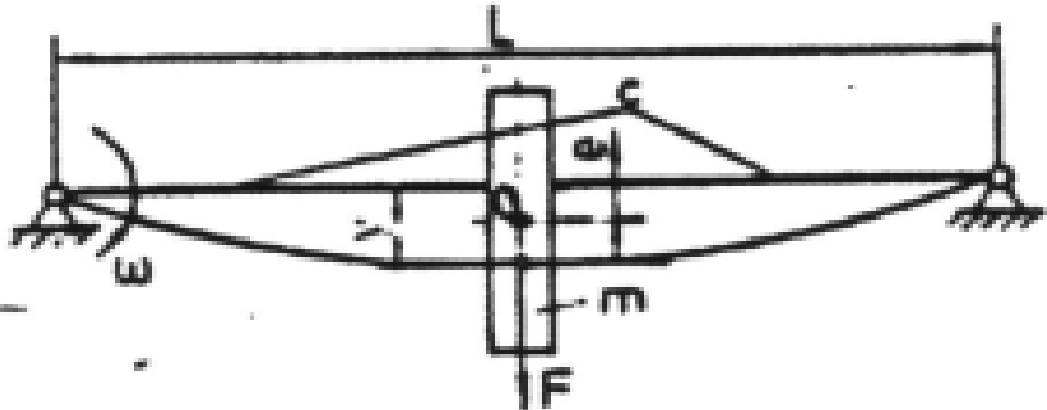
Minimalni krak kontakta
(za isti $M_1 \rightarrow$ maksimalna sila u
kontaktu $\rightarrow M_{2MAX}$)

Proračun vratila ZP

- Aspekt kritične ugaone brzine (**rezonance**)
- Aspekt **čvrstoće**:
 - **Uvijanje i savijanje vratila** pri maksimalnom momentu
 - **Površinski pritisak i smicanje** ožljebljenog dela vratila

Problem rezonance se rešava ravnotežom merodavnih sila:

| | |
|---|------------------------|
| Centrifugalne sile | $F = m\omega^2(e + y)$ |
| Sile elastičnosti vratila | $P = cy$ |
| $F = P$ $m\omega^2(e + y) = cy$ $y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2}$ | |



The diagram shows a shaft supported by bearings. The shaft is eccentric, with the center of mass at a distance 'e' from the geometric center. The shaft is deflected by a distance 'y' from its original position. The diagram also shows the forces acting on the shaft, including the centrifugal force 'F' and the elastic restoring force 'P'.

e – **ekscentričnost** vratila

y – **deformacija** vratila
(elastična)

Uslov rezonance - razaranja $y \rightarrow \infty$

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2} \quad c - m\omega^2 = 0 \quad \rightarrow \quad \omega_{kr} = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

$$m = 0.25 \left[\pi(D^2 - d^2)L \frac{\gamma}{g} \right]$$

Gde je:

- D i d – spoljašnji i unutrašnji prečnik vratila
- L – dužina vratila
- γ – gustina ($\gamma = 8.110^{-2} \frac{N}{cm^3}$)
- g – gravitacija ($g = 982 \frac{cm}{s^2}$)

$$c = \frac{384 EJ}{5 L^3}$$

Gde je:

- E – modul elastičnosti ($E = 2,15 \cdot 10^5 MPa$)
- J – moment inercije vratila ($J = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{64}$)

Posle odgovarajućih zamena (imajući u vidu da je $\omega_{kr} = \frac{\pi n_{kr}}{30}$)

| Za šuplje vratilo | | Za puno vratilo | |
|--|--|-------------------------------|--|
| $n_{kr} = \eta \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{L^2}$ | | $n_{kr} = \eta \frac{D}{L^2}$ | |
| $\eta \cong 12 \cdot 10^6$ | Vratilo slobodno u osloncima (klasičan zglobni kardanski prenosnik snage) | | |
| $\eta \cong 27.5 \cdot 10^6$ | Vratilo uklješteno u osloncima (produženo izlazno vratilo menjača pa onda spojnica) Retko u primeni. | | |
| <p>D – spoljašnji prečnik vratila u cm ($D = 40 \div 80mm$)</p> <p>d – unutrašnji prečnik vratila u cm</p> <p>L – rastojanje između centara kardana u cm</p> <p>δ – debljina cevi se usvaja najčešće ($\delta = 1,85 \div 2.5mm$)</p> | | | |

NAPOMENA:

- Dobijena vrednost kritičnog broja obrtaja je teorijska, a stvarni broj obrtaja je obično manji (**Uticao neuravnoteženosti i pohabanosti ožljebljenja**)

$$n'_k = k_n n_k \quad k_n = 0.9 \div 0.95 \quad (0.7 \div 0.8)$$

- Dodatno se uvodi stepen sigurnosti u odnosu na stvarni broj obrtaja
- Problematika maksimalne radne dužine zglobnog prenosnika (kritični broj obraja je obrnutoproporcionalan kvadratu radne dužine) **IZRAŽEN UTICAJ** $\left(\frac{1}{L^2}\right)$

Proračun vratila ZP

Aspekt čvrstoće (**Pik opterećenja – Kvazistatika**)

Određivanje proračunskih obrtnih momenata
(maksimalna opterećenja: Statička / dinamička)

$$M_{2MAX} = M_1 \frac{1}{\cos \gamma} = \frac{M_{e \max}}{\cos \gamma} i_{\max}$$

$$M_u = M_{e \max} i_{\max} \eta_s \eta_{mp} \frac{1}{\cos \gamma_{\max}}$$

η_s – stepen korisnosti spojnice (≈ 0.99)

η_{mp} – stepen korisnosti menjačkog prensnika (≈ 0.97)

$$M_u = M_{e \max} i_{\max} \eta_s \eta_{mp} \sin \gamma_{\max}$$

U slučaju kočnice na zglobnom prenosniku

$$M_{2 \max} = G_2 \varphi r_d \frac{1}{i_0}$$

Aspekt inercijalnih opterećenja (β limitirajući faktor)

$$M_{2 \max} = f(M_{e \max} \beta)$$

Neophodni podaci za proračun ZP

- $M_{e \max}$ ω_{eMe1}
- $P_{e \max}$ ω_{ePe1}
- γ_{\max}
- L_{\max}
- i_{\max} i_{\min}
- β

NAPOMENA:

- i_{\max}** → Aspekt čvrstoće (opredeljuje **M_{\max}**)
- i_{\min}** → Aspekt stabilnosti / uravnoteženja / rezonance
(opredeljuje **ω_{\max}**)

Proračun viljuške kardanskog zgloba

Aspekti proračuna:

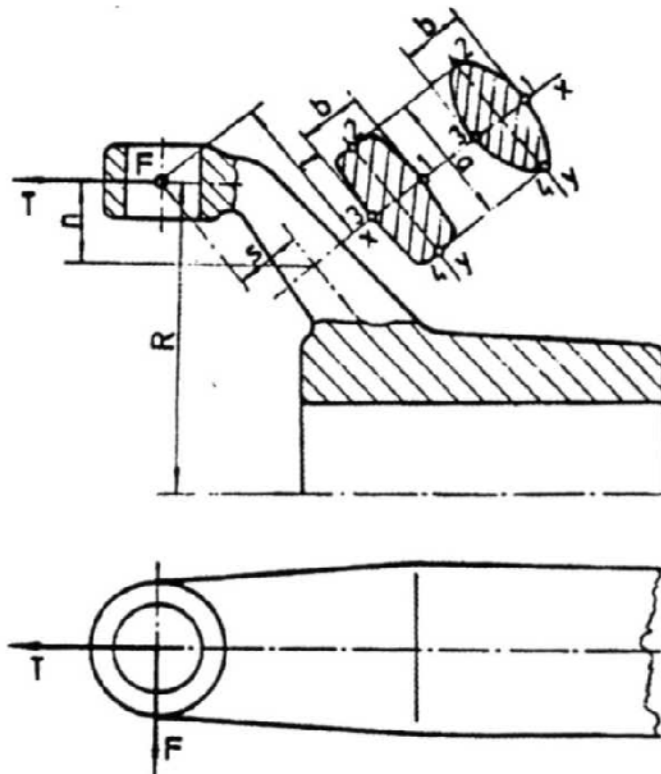
Savijanje

karakterističnih preseka

Uvijanje

karakterističnih preseka

(za definisana opterećenja)



NAPOMENA:

- Moment uvijanja i savijanja se ciklično smenjuju (nema sinhronosti. Što je povoljno)

Proračun krsta kardanskog zgloba

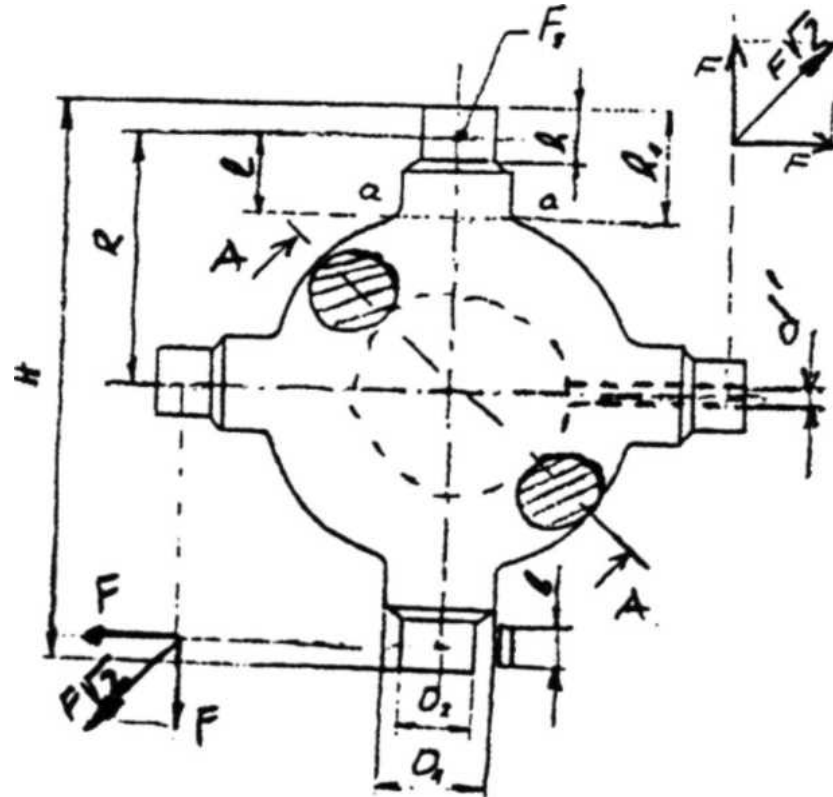
**Aspekti
proračuna:**

Savijanje rukavca

Uvijanje rukavca

Kidanje po preseku
„A-A“

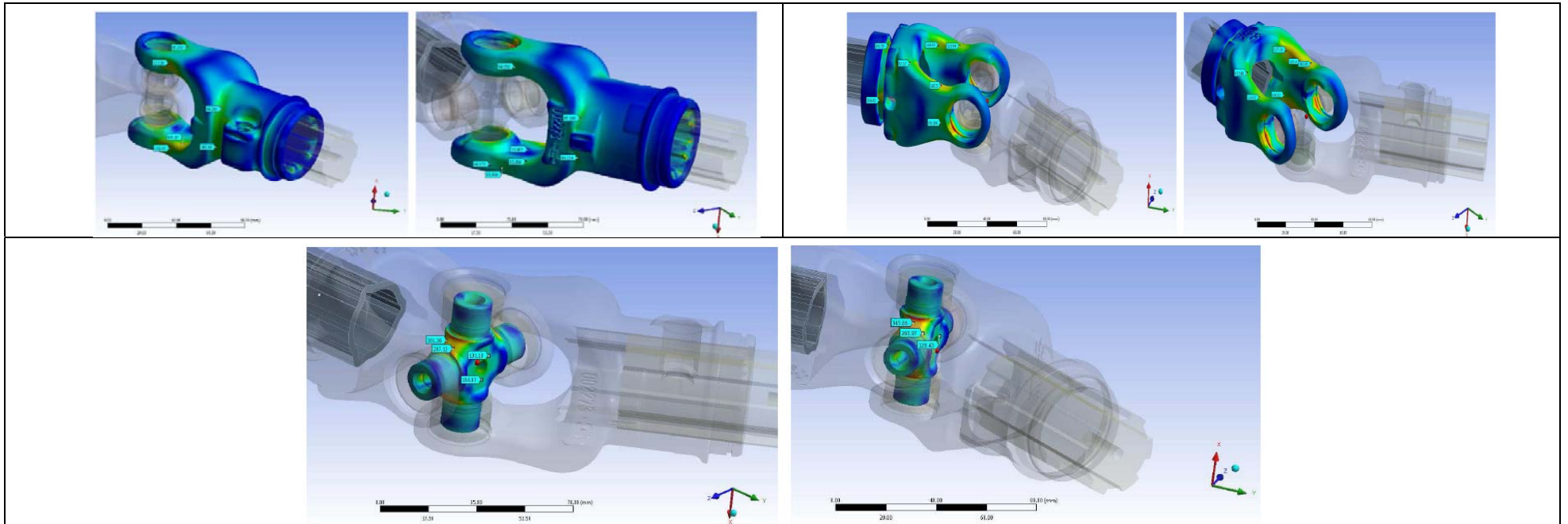
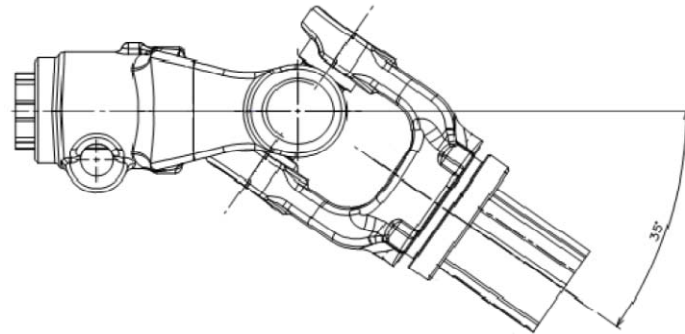
(za definisana
opterećenja)



NAPOMENA:

- Kidanje po preseku „A-A“ se sprovodi za nulti radni ugao $\gamma=0$

ILUSTRATIVNI PRIMER NUMERIČKOG PROTOTAJPIGA KARDANSKOG ZGLOBA



Materijali za kardanske prenosnike

- **Radni vek** i eksploataciona svojstva zglobnih prenosnika zavise **od kvaliteta materijala** sastavnih delova, od njihove **termičke obrade**, **tačnosti izrade** i sklapanja delova a takođe i podmazivanja pokretnih spojeva.
- Delovi zglobnih prenosnika u većini slučajeva se izrađuju **od konstruktivnih i legiranih čelika**.
- Glavni deo vratila obično se izrađuje od niskougličiničnih dobro zavarivih čelika za cementaciju Č.1120, Č.1220 i čelika za poboljšanje Č.1430, Č.4130. Nastavci - prirubnice vratila izrađuju se od čelika za poboljšanje Č. 1431 i Č. 1530 odnosno Č. 1531, koji se zatim otpuštaju i kale strujom visoke frekvencije. Ožljebljeni nastavci vratila koji čine pokretni spoj izrađuju se od legiranih čelika Č.4732, Č.4130 ili drugih dobro zavarivih i na habanje otpornih čelika.
- Viljuške zglobnih spojnice se izrađuju od srednje ugljениčnih čelika za poboljšanje Č.1430, Č.1431 i Č.1730 kao i legiranog čelika Č.4130, Č.5430. Posle mehaničke obrade vrši se kaljenje i otpuštanje do tvrdoće HB 210-280. Primenjuje se takodje i čelik C.4320 koji se posle cementacije takođe podvrgava kaljenju i otpuštanju do tvrdoće HRC 58-65.
- Krst kardana se izrađuje od legiranih čelika Č.4320, Č.5421, Č.4321 i drugih. Rukavci krsta se cementiraju na dubini 0,8-1,5 mm, a kasnije se kale i otpuštaju do tvrdoće HRC 58-65. Osim ovih primenjuju se takođe i čelici Č.4145 i Č.4146.
- Delovi jako opterećenih zglobnih prenosnika po pravilu se izrađuju od visoko legiranih čelika.
- **Produženja veka teleskopskog vratila**, moguće je putem **sulfacijaniranja ožljebljenog dela**. Sulfacijaniranje smanjuje habanje spregnutih površina, skraćuje period uhodavanja i smanjuje hrapavost površina trenja.
- U novije vreme, posebnu pažnju zaslužuju specijalne metode prekrivanja radnih površina ožljebljenog vratila, **najlonskim prevlakama (plastificiranje)**. Plastificiranjem se znatno povećava otpornost na habanje teleskopskog dela vratila. Najlon se odlikuje dobrim antifrikcionim svojstvima i visokom otpornošću na habanje, naročito pri prisustvu abrazivnih čestica u zoni trenja. On je hemijski otporan na delovanje maziva i može se sigurno primenjivati za spajanje sa takvim dodacima koji smanjuju koeficijent trenja, kao **teflon**, **disulfid molibden**, **grafit**. Usled smanjenja koeficijenta trenja, smanjuje se zagrevanje ožljebljenog dela vratila, a time se produžava vek maziva. **Primena plastificiranih ožljebljenih delova kardanskog vratila, omogućava bolje prigušenje vibracija, povećanje otpornosti na zamor žljebova, zato što se opterećenje ravnomernije raspoređuje po radnim površinama.**
- Primena najlonskih prevlaka znatno smanjuje koeficijent trenja sa 0,3 na 0,06 i znatno produžava vek teleskopskog dela kardanskog vratila.
- Elementi nepogonskih kardanskih prenosnika izrađuju se od manje otpornih materijala: Č 1430, aluminijumske legure, bronzе.
- Kriterijumi proračuna (na osnovu iskustva i izvedenih rešenja za potrebni radni vek).