

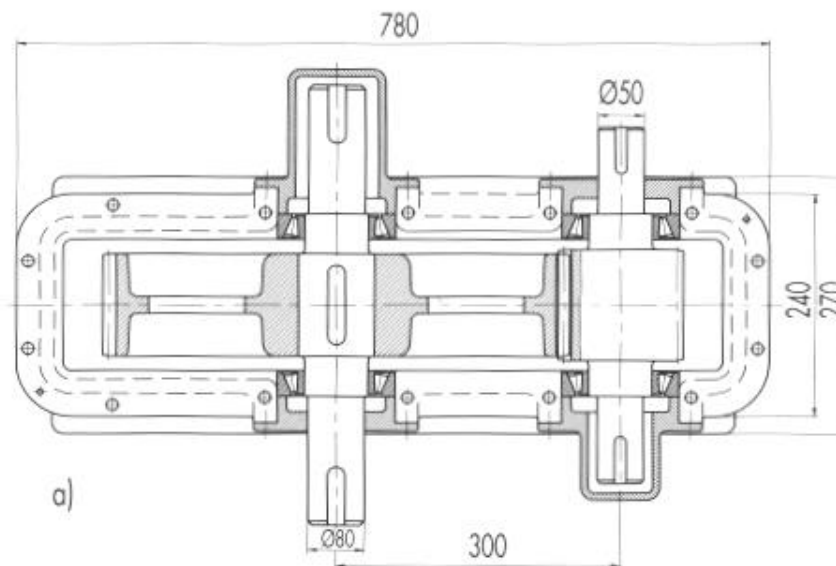
ZOBNIŠKI PRENOSNIKI  
MEHANSKE MOČI

## Literatura:

- 1 Igor Janežič: Strojni elementi, Naloge, UEK v Lj, Fak. za strojništvo, Ljubljana, 1979
- 2 Jože Flašker, Srečko Glodež, Zoran Ren: Zobniška gonila, Pasadena, Ljubljana, 2010
- 3 Jože Flašker, Stanislav Pehan: Prenosniki moči, UM, Fak. za strojništvo, Maribor, 2005
- 4 Peter Četina, Avgust Kostanjšek: Snovanje in konstruiranje, Tehniška založba Slovenije, 2007
- 5 Zoran Ren, Srečko Glodež: Strojni elementi, UM, Fakulteta za strojništvo, Maribor, 2005
- 6 Jože Hlebanja: Čelni zobniki, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1972
- 7 Igor Janežič: Strojni elementi-2, Tehniška založba Slovenije, Ljubljana, 2001
- 8 Karl-Heinz Decker: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1987

Z zobniškimi gonili dosegamo naslednje rezultate:

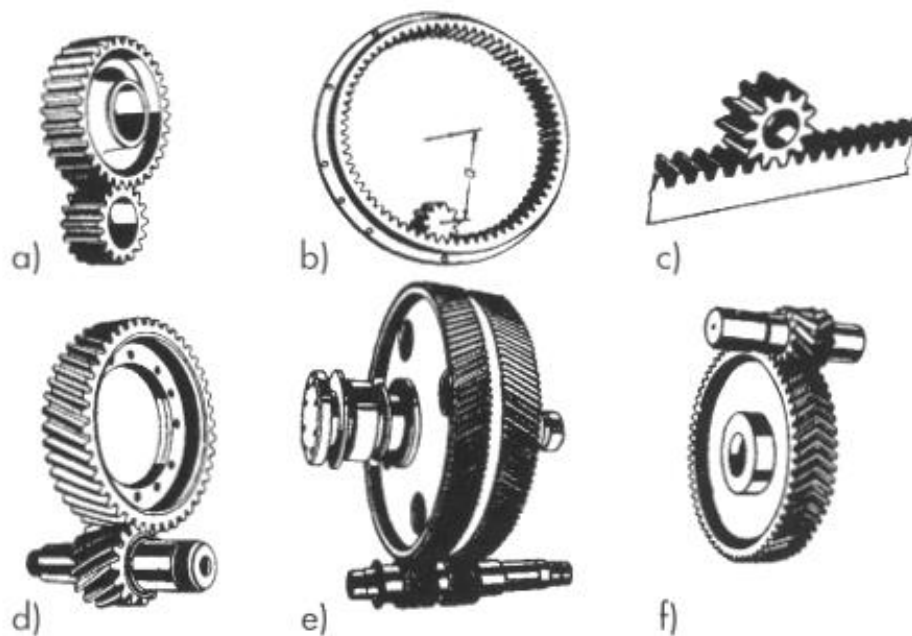
- z valjastimi zobniki dosegamo prestavna razmerja v eni stopnji  $i \leq 8$  in v izjemnih primerih  $i \leq 20$ , so primerni za prenos moči do  $P = 50$  MW in dosežejo izkoristek v posamezni stopnji  $\eta = 0,95$  do  $0,98$ ;
- s stožčastimi zobniki dosegamo v eni stopnji prestavna razmerja do  $i \leq 6$ . Prenašajo lahko manjše moči kot valjasti zobniki, izkoristek pa je približno enak;
- gonila z vijačnimi zobniki so primerna za prenašanje manjših moči in dosegajo prestavna razmerja do  $i \leq 5$ . Imajo pa od vseh zobniških gonil najslabši izkoristek;
- polževa gonila uporabljamo za prestavna razmerja  $i \leq 100$  v eni stopnji ter za prenašanje moči do  $P = 1000$  kW. Imajo ugoden izkoristek  $\eta = 0,97$ ;
- planetna gonila dosegajo visoka prestavna razmerja do  $i = 10.000$ , so primerna za prenose ekstremno velikih moči in omogočajo visoke vrtilne frekvence do  $n_1 = 500$  s<sup>-1</sup>.



Enostopenjsko zobniško gonilo

1. Pri vzporednih oseh imamo **valjaste** oziroma **čelne zobnike**. Osnovna telesa, na katerih so zobje, so valji. Glede na smer ozobja pa poznamo:

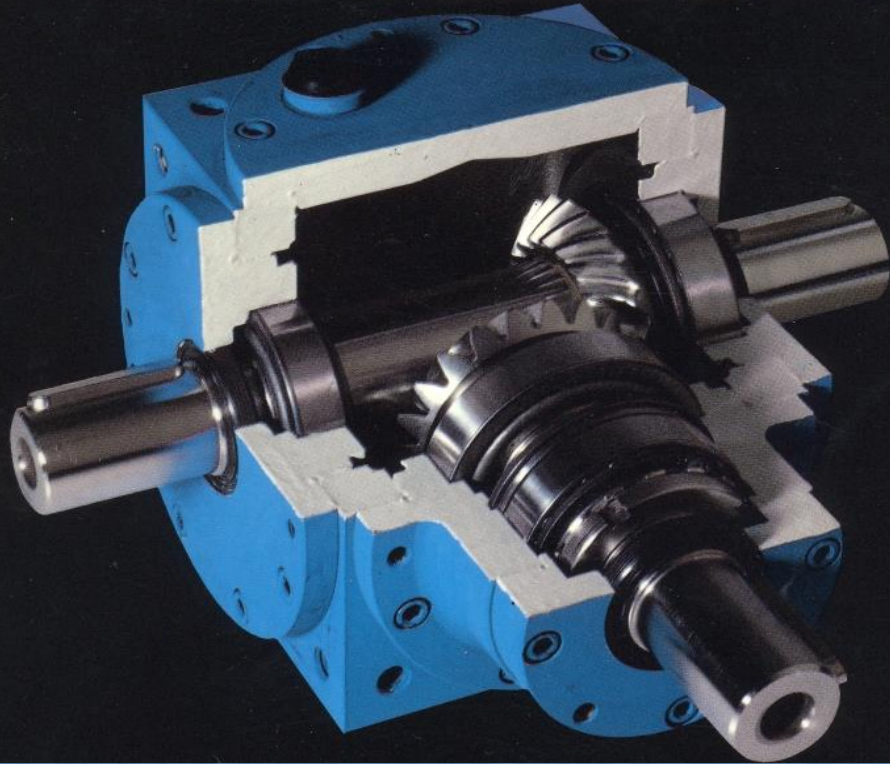
- a) valjaste zobnike z ravnimi zobmi in zunanjim ozobjem (slika 2.3 a),
- b) valjaste zobnike z ravnimi zobmi in notranjim ozobjem (slika 2.3 b),
- c) ravne zobnike – zobata letev (slika 2.3 c),
- d) valjaste zobnike s poševnimi zobmi (slika 2.3 d),
- e) valjaste zobnike z dvojnimi poševnimi zobmi (slika 2.3 e),
- f) valjaste zobnike s puščičastimi zobmi (slika 2.3 f),
- g) valjaste zobnike z ločnimi zobmi (slika 2.4 e).



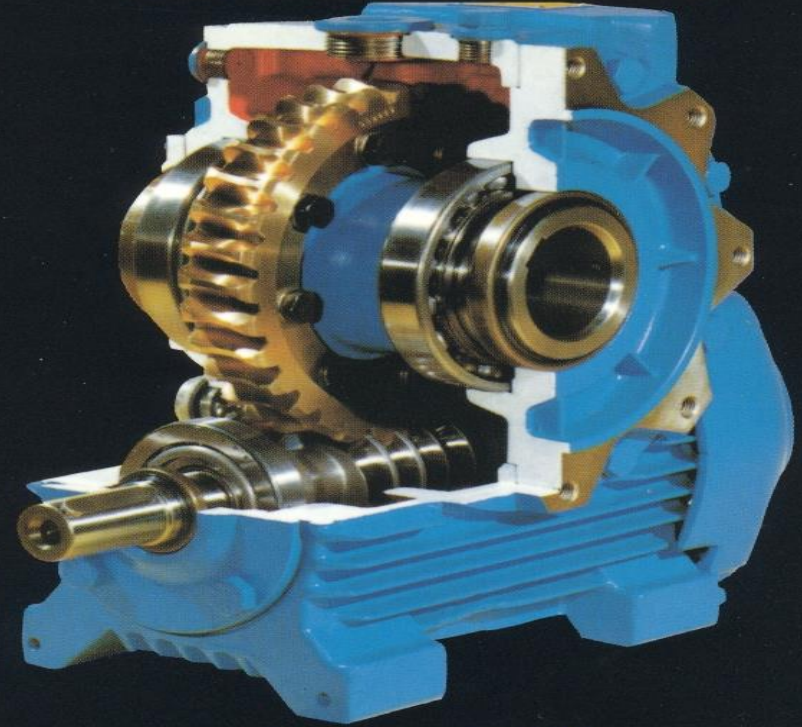
Slika 2.3: Oblike valjastih zobnikov

a) z ravnimi zobmi in zunanjim ozobjem, b) z ravnimi zobmi in notranjim ozobjem, c) zobata letev, d) s poševnimi zobmi, e) z dvojnimi poševnimi zobmi, f) s puščičastimi zobmi

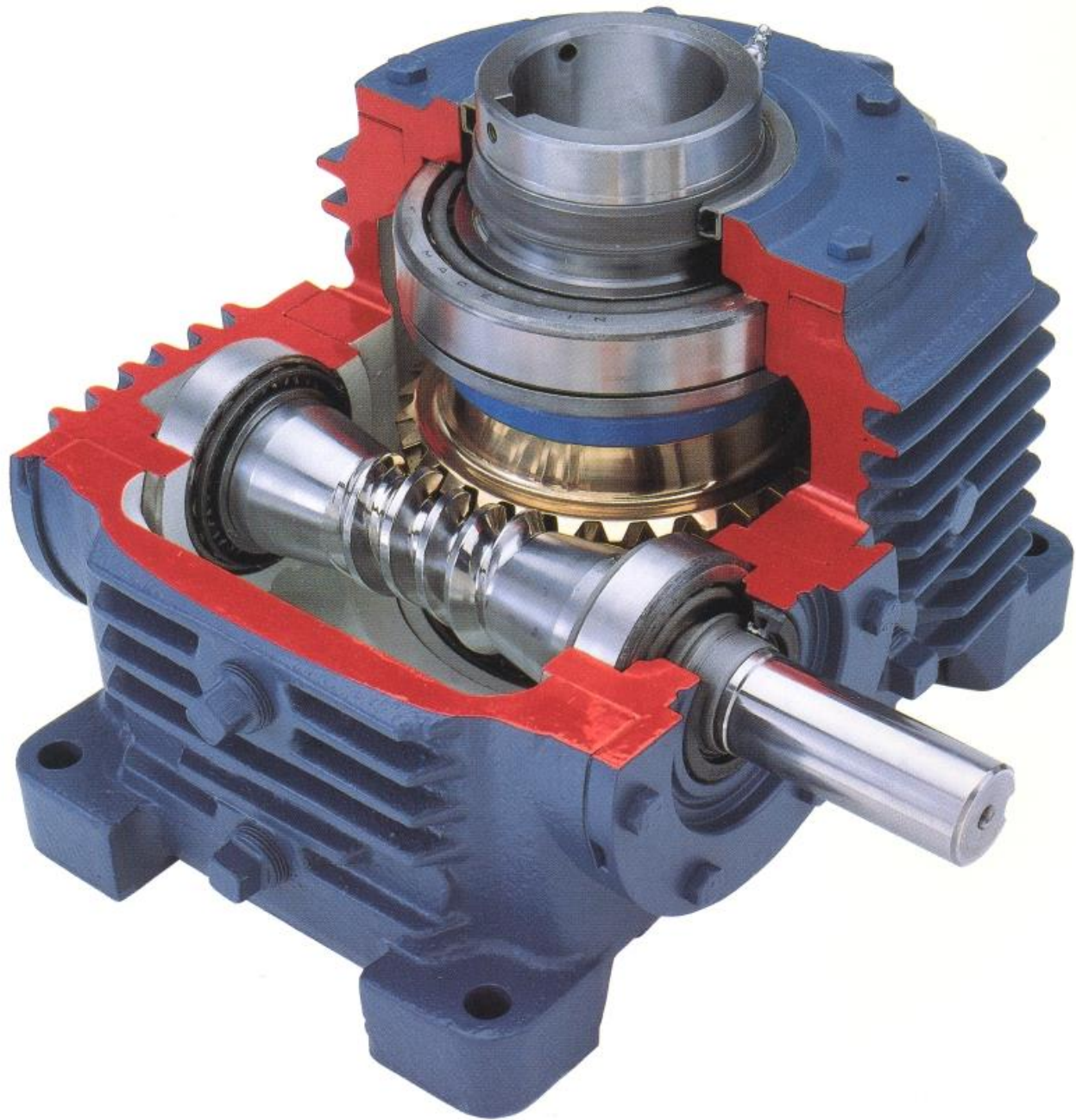
 **FLENDER**



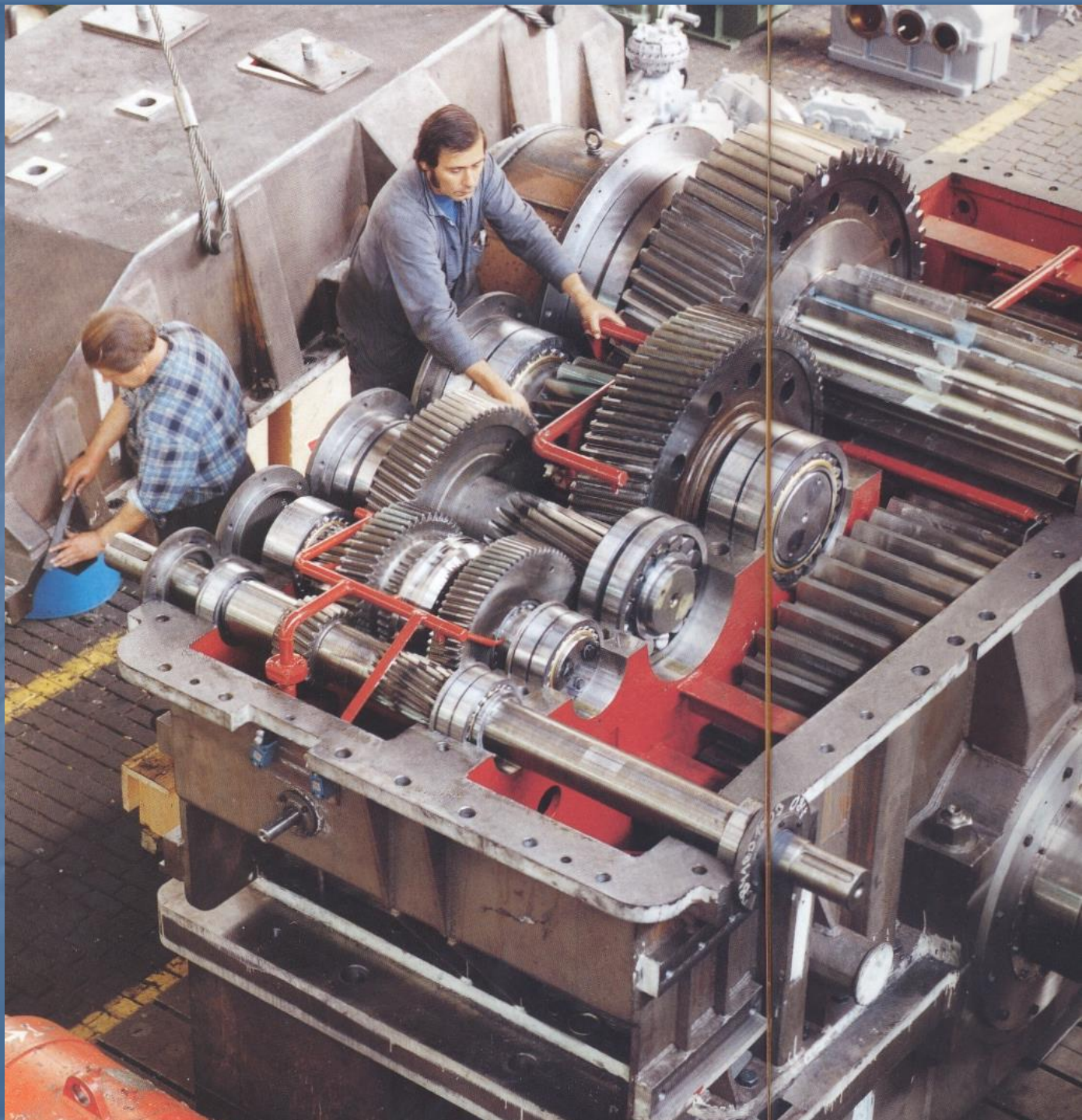
 **FLENDER**



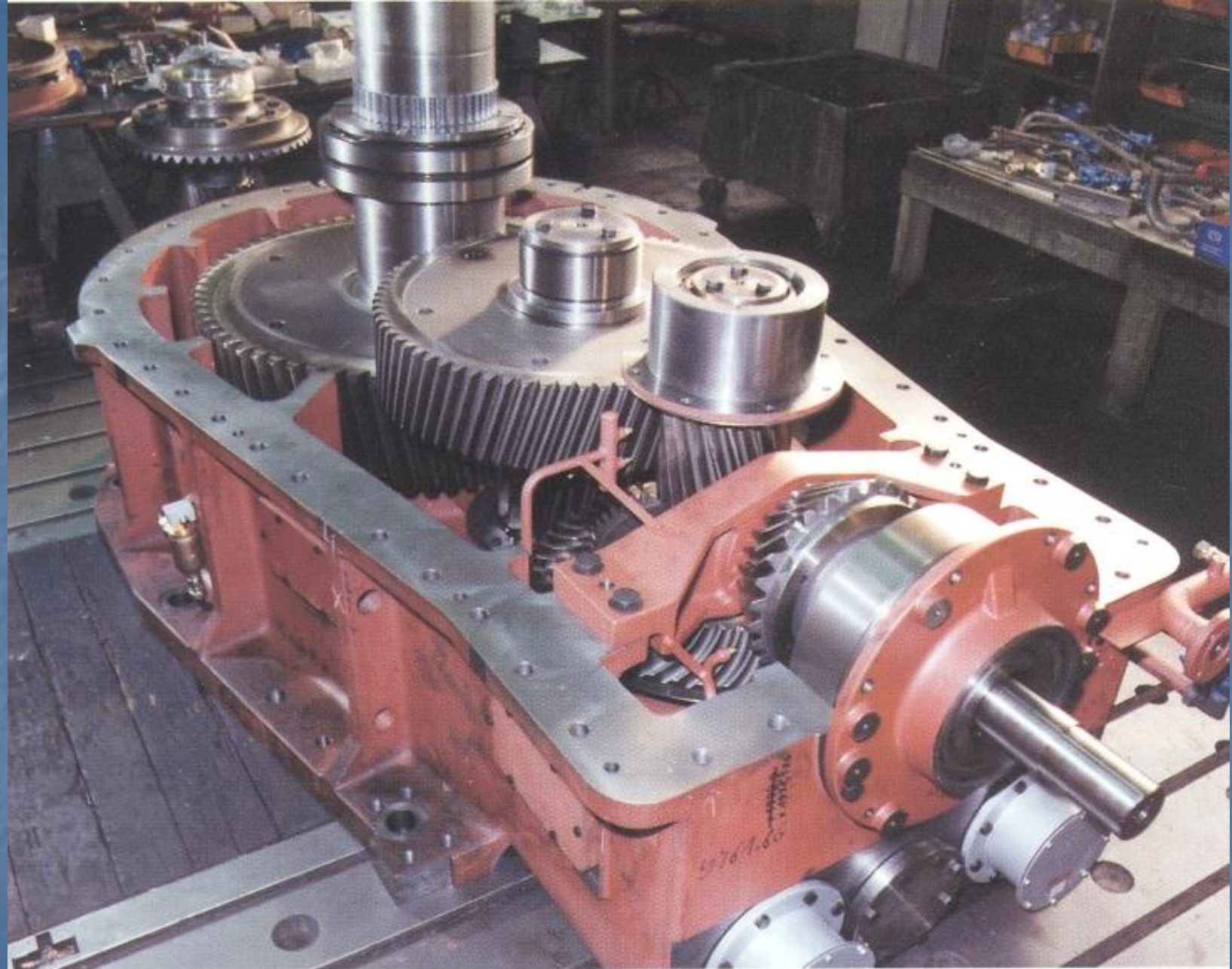
**CAVEX<sup>®</sup>**



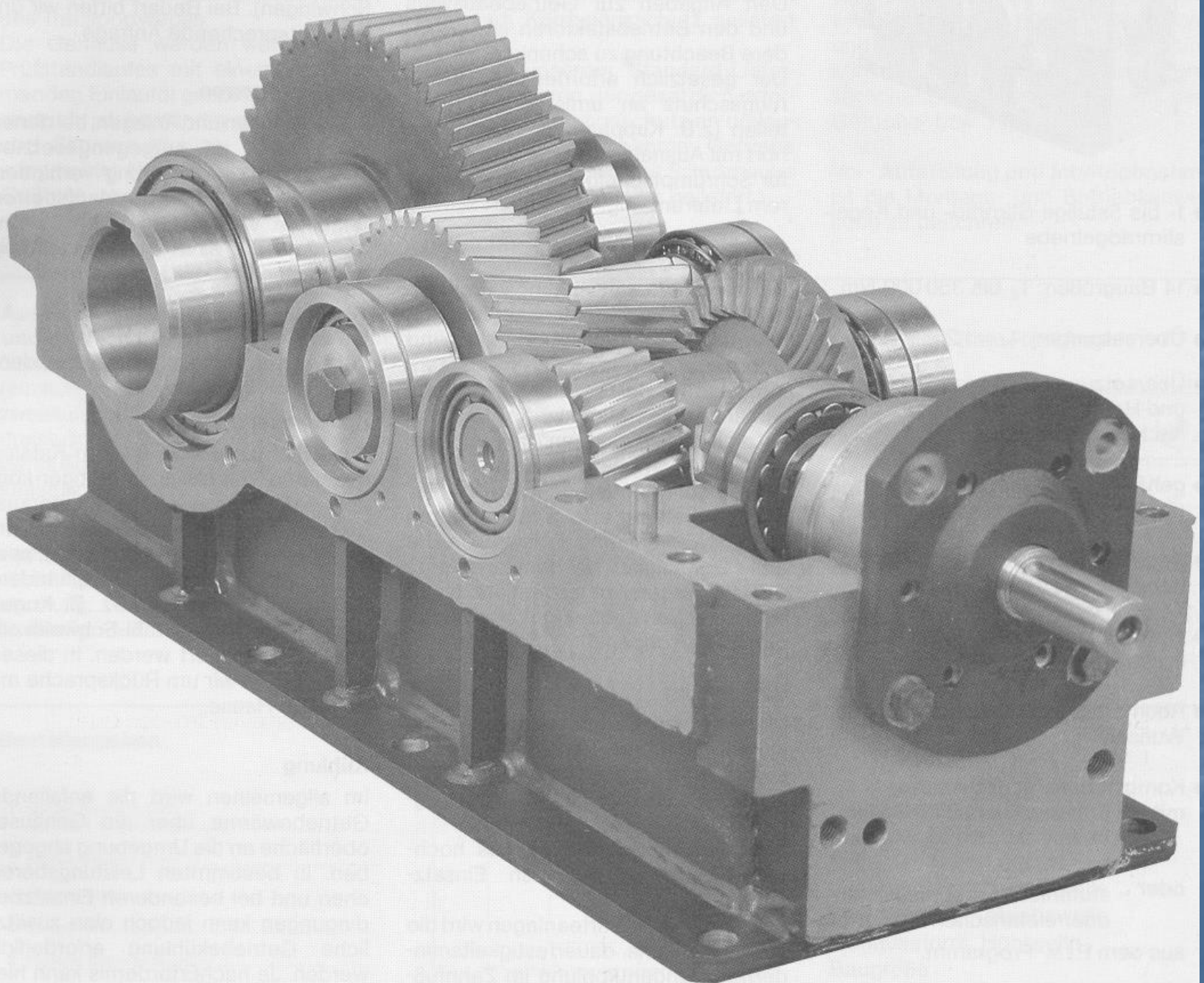








*Abb.10: Kegelstirnrad-Getriebe Bauart KMS ohne Gehäuse-Oberteil  
Fig. 10: Bevel-helical gear unit type KMS without upper housing section*

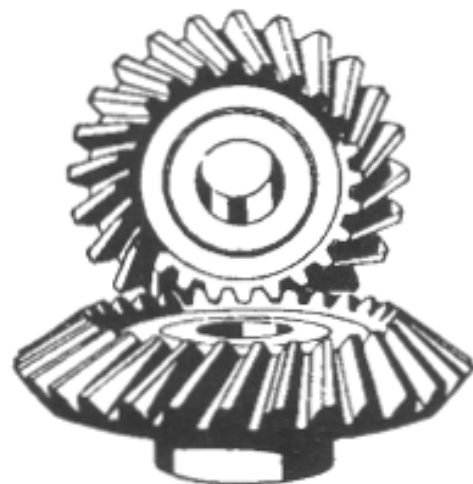


2. Pri gredeh, katerih osi se sekajo, uporabimo *stožčaste zobnike*. Osnovno telo teh zobnikov je prisekani stožec. Glede na smer ozobja pa poznamo:

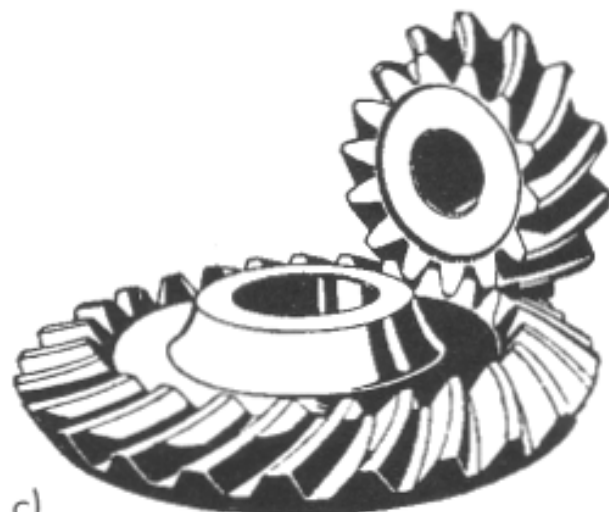
- a) stožčaste zobnike z ravnimi zobmi (slika 2.5 a),
- b) stožčaste zobnike s poševnimi zobmi (slika 2.5 b),
- c) stožčaste zobnike s puščičastimi zobmi,
- d) stožčaste zobnike z zavitimi zobmi (slika 2.5 c).



a)



b)

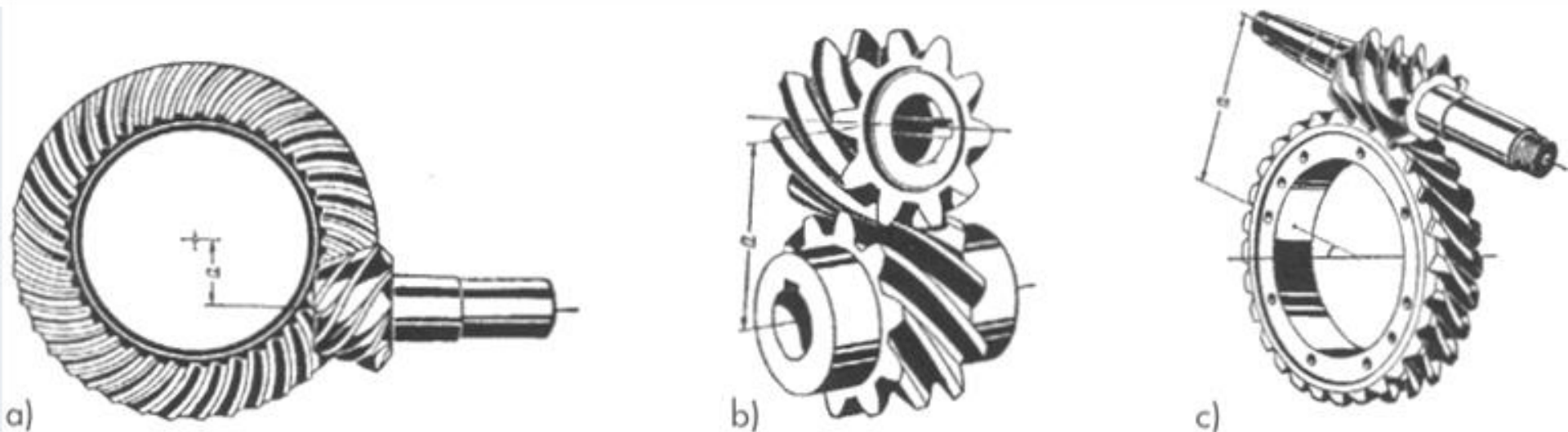


c)

Slika 2.5: Oblike stožčastih zobnikov  
a) z ravnimi, b) s poševnimi, c) z zavitimi zobmi

3) Za mimobežne gredi uporabljamo *hiperboloidne zobniške dvojice*, med katere spadajo:

- a) hipoidne stožčaste zobniške dvojice (slika 2.6 a),
- b) vijačne evolventne zobniške dvojice – so valjasti zobniki s poševnimi zobmi, pri katerih imata oba zobnika isto smer poševnosti (slika 2.6 b),
- c) polžaste zobniške dvojice (slika 2.6 c).



Slika 2.6: Zobniška gonila z mimobežnimi osmi

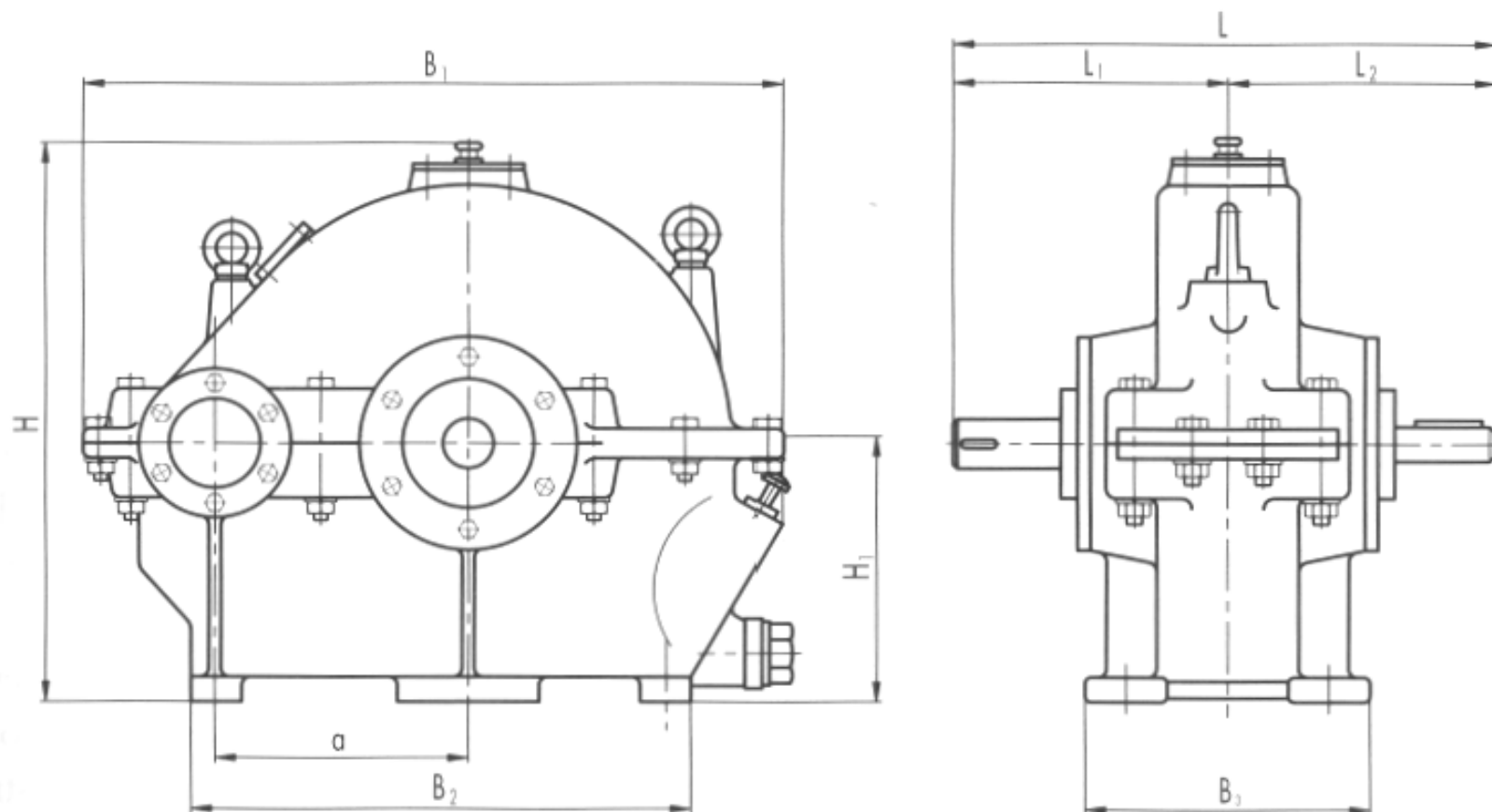
a) hipoidna stožčasta zobniška dvojica, b) vijačna zobniška dvojica, c) polžasta zobniška dvojica

<https://www.youtube.com/watch?v=B0XSsa79Y1w>

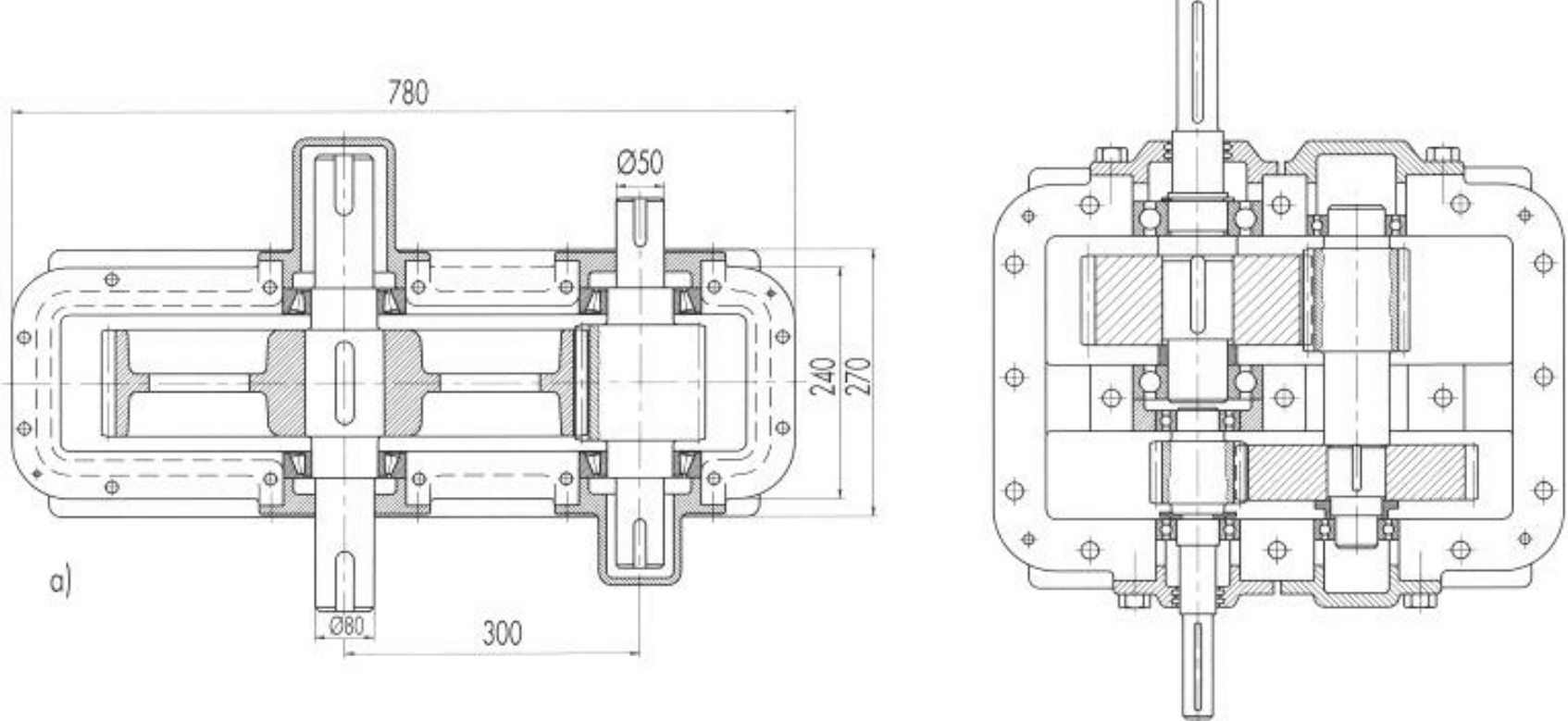
<https://www.youtube.com/watch?v=XZgsV0AZJJ0>

Zobniška gonila lahko delimo tudi na:

- gonila s stalnim prestavnim razmerjem – reduktorji in multiplikatorji (sliki 2.7 in 2.8),
- menjalniki, ki stopenjsko spreminjajo prestavno razmerje,
- razdelna gonila, ki sočasno poganjajo več gredi,
- planetna gonila (sliki 2.9 in 2.10).



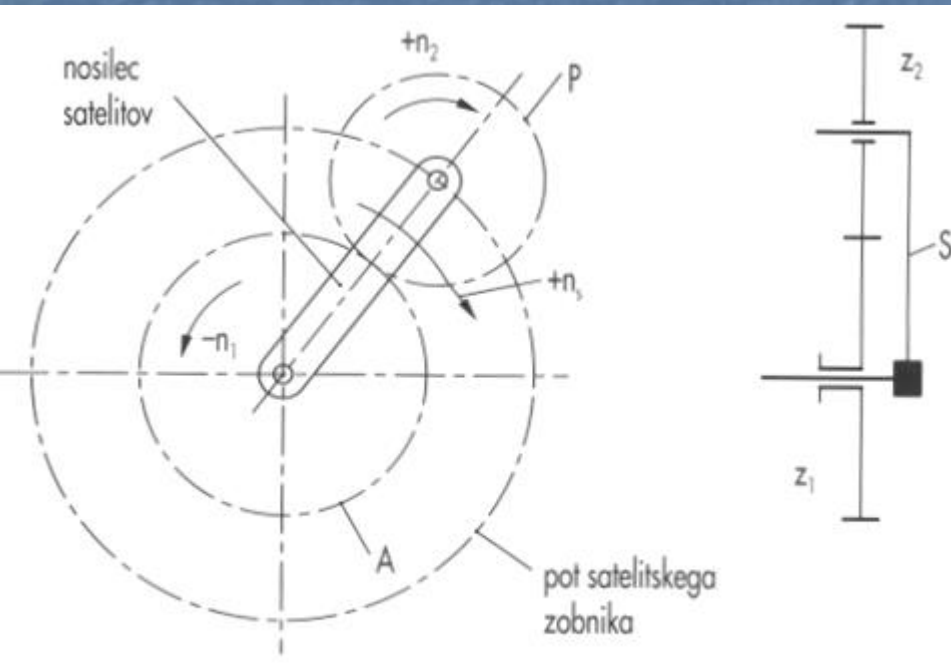
Slika 2.7: Zobniško gonilo s stalnim prestavnim razmerjem



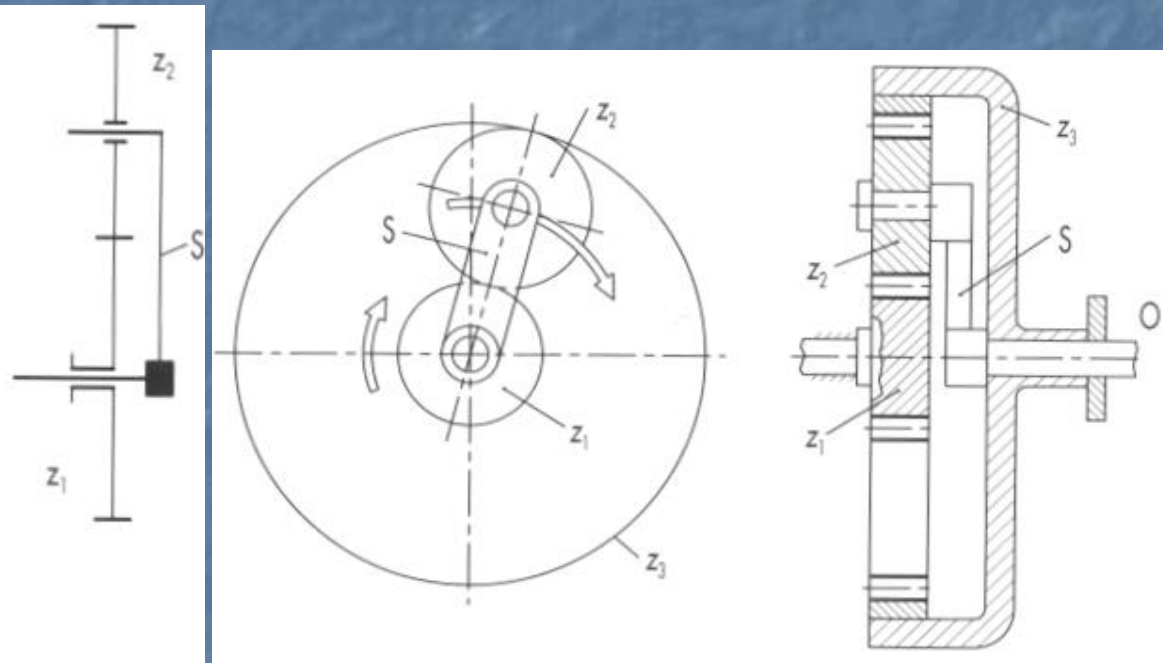
Slika 2.8: Zobniška gonila s stalnim prestavnim razmerjem  
 a) enojno, b) dvojno gonilo

Večstopenjska zobniška gonila uporabljamo, kadar je treba z zobniškimi dvojicami doseči velika prestavna razmerja. Tako velja pravilo:

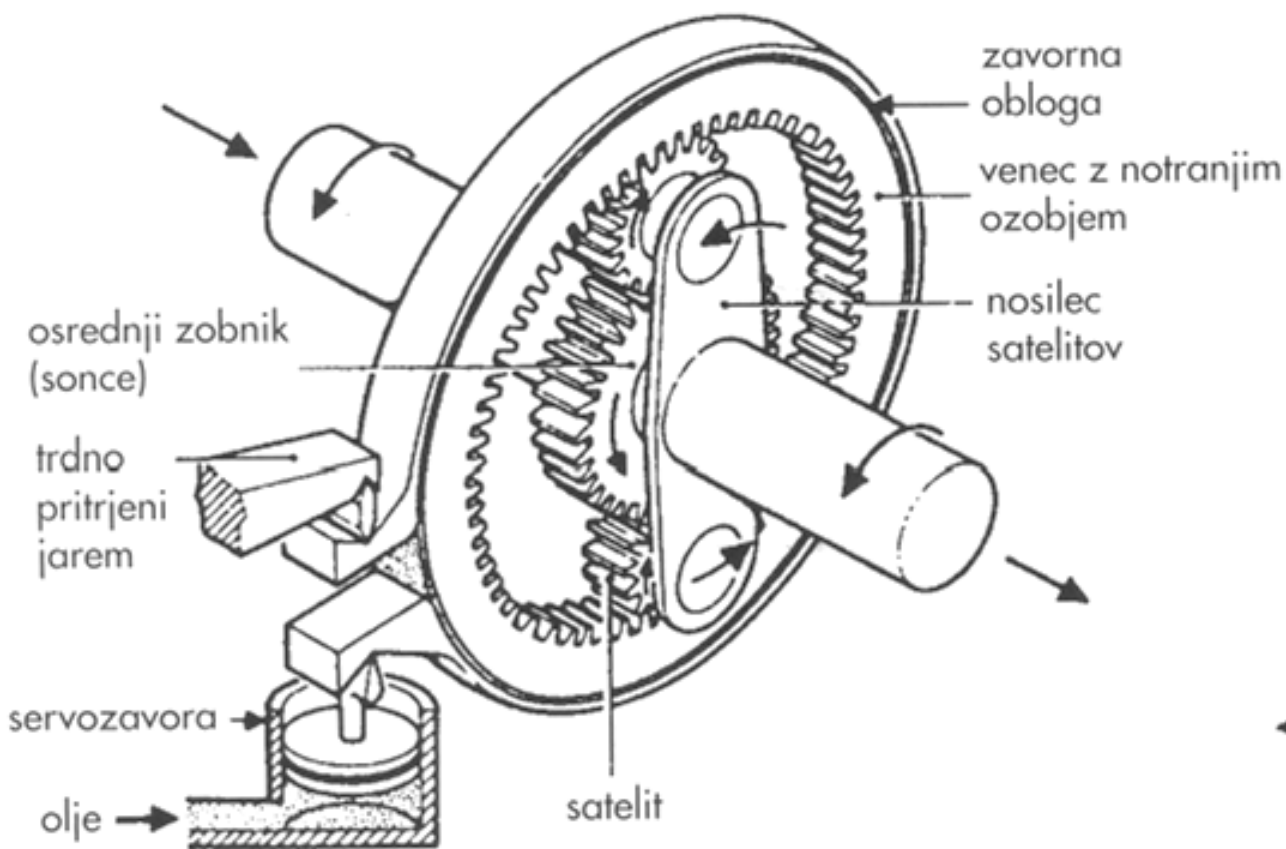
- a) dvostopenjska gonila se izdelujejo za prestavna razmerja  $i \leq 45$  in v izjemnih primerih  $i \leq 60$ ,
- b) tristopenjska gonila pa za prestavna razmerja  $i \leq 200$  in v izjemnih primerih  $i \leq 300$ .



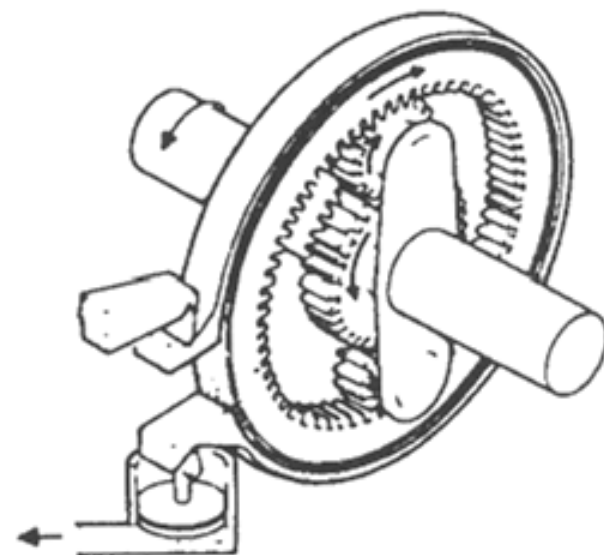
Slika 2.9 Princip delovanja enostavnega planetnega gonila



Slika 2.10: Enostavno planetno gonilo z valjastimi zobniki



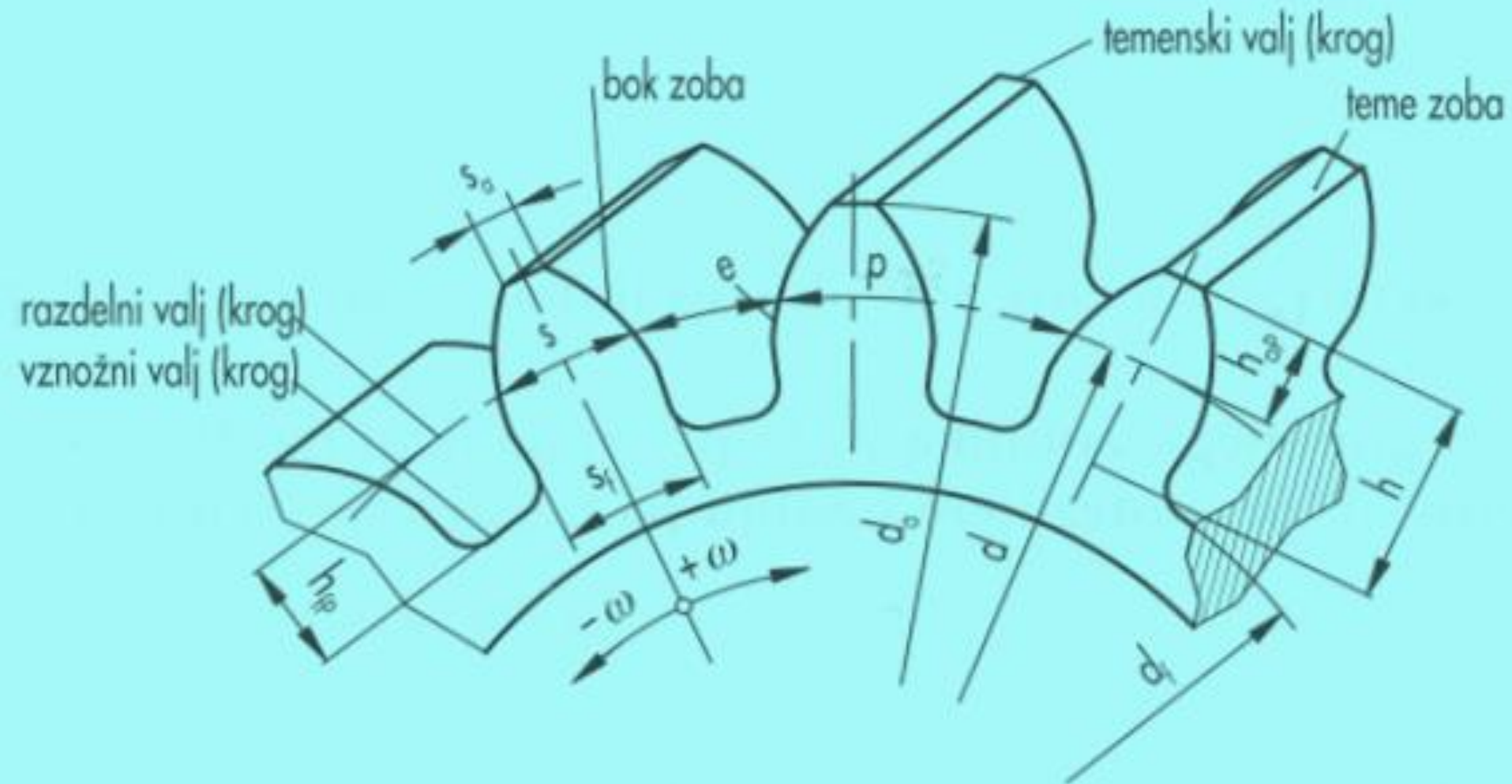
Pri nezategnjenem zavornem pasu se venec z notranjim ozobjem prosto vrti – ni prenosa gibanja.



Slika 2.11: Planetno gonilo z valjastimi zobniki z ravnimi zobmi



# Osnovne mere na ozobju

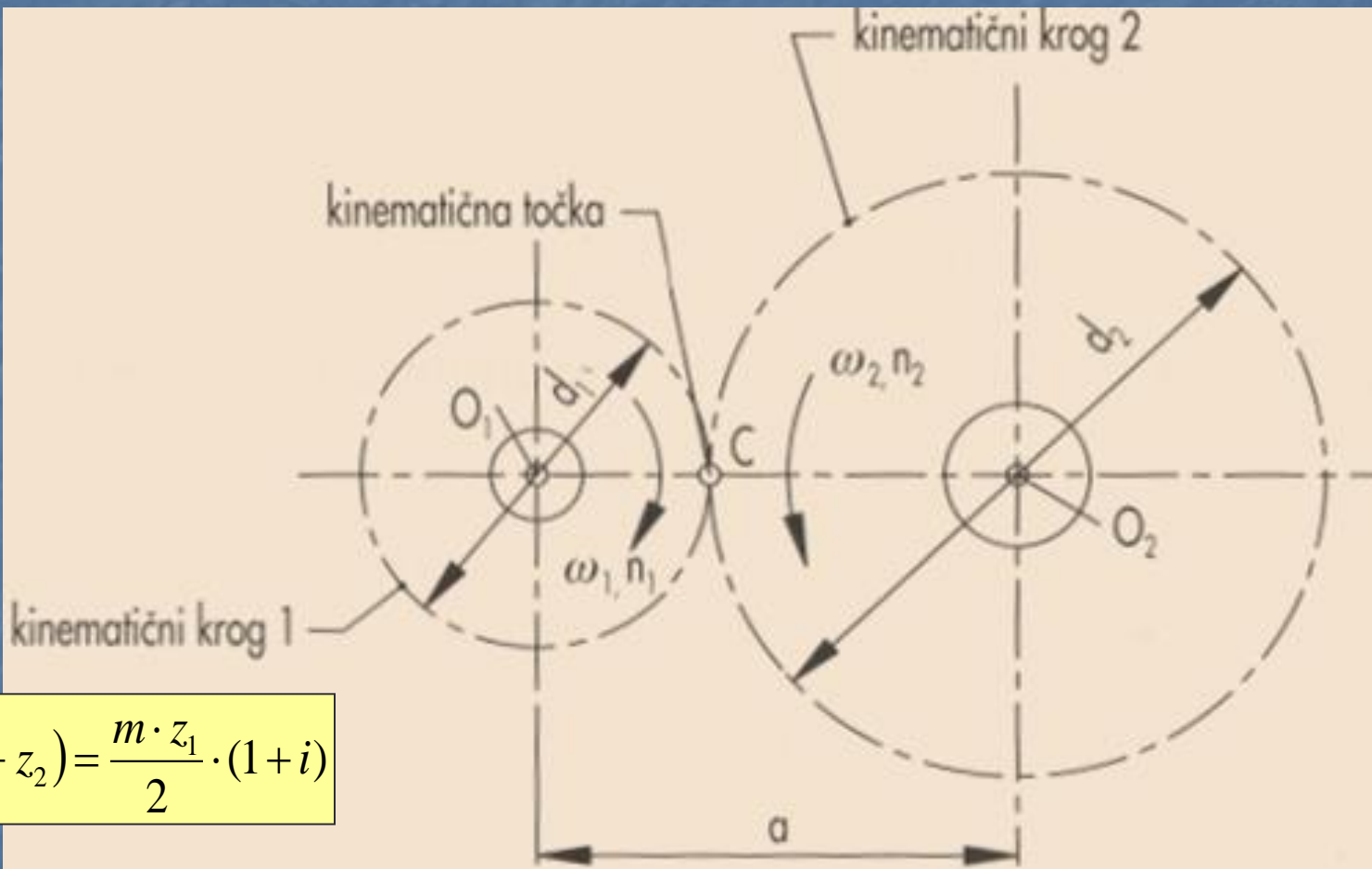


# Osnovne označbe na valjastih zobnikih

$$O = d \cdot \pi = p \cdot z$$
$$d = p \cdot z / \pi = m \cdot z$$

$$d_a = d + 2 \cdot m$$
$$d_f = d - 2,2 \cdot m$$
$$d_b = d \cdot \cos \alpha$$

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$$



$$a_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot (1 + i)$$

## Zobniški prenos

Prestavno razmerje  $i$  je razmerje vrtilnih hitrosti  $n_1$  gonilnega zobnika in  $n_2$  gnanega zobnika oziroma števila zob  $z_2$  gnanega zobnika in  $z_1$  gonilnega zobnika:

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1$$

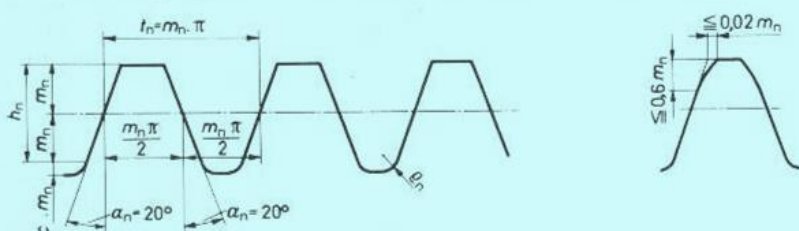
$i > 1$  — prestava na manjšo hitrost;  $i < 1$  — prestava na večjo hitrost

Standardni moduli  $m_n$  (mm) (ISO — JUS M.C1.015 — 1965)

1	1,375	2	2,75	3,5	4,5	6	8	11	16	22	32	45
1,125	1,5	2,25	3	(3,75)	5	(6,5)	9	12	18	25	36	50
1,25	1,75	2,5	(3,25)	4	5,5	7	10	14	20	28	40	

Uporabljajo naj se predvsem debelo tiskane vrednosti modulov (1. prednost), tanko tiskane v primeru opravičljivih razlogov (2. prednost), vrednosti v oklepajih pa samo izjemno (3. prednost).

Standardni profil evolventnih zobnikov (JUS M.C1.016 — 1958)



Standardni profil, ki ga je treba uporabljati pri projektiranju in izdelavi valjastih evolventnih zobnikov

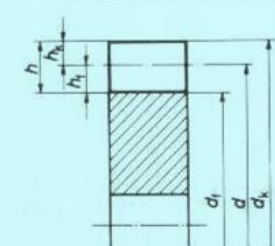
Korekcija profila, ki jo je — po potrebi — treba izvesti samo na zobnem vrhu

Dimenzije standardnega profila so sorazmerne s standardnim modulom  $m_n$ :

razdelek	$t_n = m_n \pi$
višina premočrtnega dela	$h_n = 2 m_n$
faktor višine zaokroženega dela	$c_n = 0,1 \dots 0,3$
polmer zaokrožine	$\rho_n = m_n c_n / (1 - \sin \alpha_n)$
nagibni kot	$\alpha_n = 20^\circ$

Valjaste zobniške dvojice (JUS M.C1.012 — 1958)

Dimenzije valjastih zobnikov



višina zobnega vrha	$h_k = m_n$
višina zobnega korena	$h_t = (1,1 \dots 1,3) m_n$
višina zoba	$h = h_k + h_t$
premer kinematičnega valja	$d$
premer temenskega valja	$d_k = d + 2 h_k$
— pri zunanem ozobju	$d_k = d - 2 h_k$
— pri notranjem ozobju	
premer vznožnega valja	$d_t = d - 2 h_t$
— pri zunanem ozobju	$d_t = d + 2 h_t$
— pri notranjem ozobju	

Premera kinematičnih valjev  $d_1$  (gonilnega zobnika) in  $d_2$  (gnanega zobnika) pri osnem razmiku  $a$ :

— za valjaste zobnike pri zunanem ozobju

$$d_1 = 2a/(i + 1) \quad d_2 = 2ai/(i + 1) = id_1$$

— za valjaste zobnike pri notranjem ozobju

$$d_1 = 2a/(i - 1) \quad d_2 = 2ai/(i - 1) = id_1$$

Ravno ozobje (na zobnikih z ravnimi zobmi)

modul	$m = m_n$
vpadni kot	$\alpha_0 = \alpha_n (= 20^\circ)$

Poševno ozobje (na zobnikih s poševnimi zobmi) z nagibnim kotom bočne slednice  $\beta_0$ :

modul	$m = m_n / \cos \beta_0$
vpadni kot	$\tan \alpha_0 = \tan \alpha_n / \cos \beta_0$

Premik profila osnovne zobnice (razdalje med srednjo in kinematično črto profila osnovne zobnice) se izraža z zmnožkom koeficienta premika profila osnovne zobnice  $x$  in modula  $m$ :  $xm$ . Koeficient premika profila osnovne zobnice  $x$  je odvisen od števila zob  $z$  in vpadnega kota  $\alpha_0$ :

$$x_{\min} = 1 - 0,5 z \sin^2 \alpha_0$$

S premikom profila osnovne zobnice se zobniku povečuje nosilnost, zmanjšujeta pa najmanjše število zob in relativna drsna hitrost.

Razdelni valj (pri ravnem in poševnem ozobju)

premer razdelnega valja	$d_0 = mz$
razdelek	$t_0 = m\pi = d_0\pi/z$
modul	$m = d_0/z = t_0/\pi$

Debelina zoba na razdelnem valju

ločna debelina	
— pri zunanem ozobju	$s_0 = t_0/2 + 2xm \tan \alpha_0$
— pri notranjem ozobju	$s_0 = t_0/2 - 2xm \tan \alpha_0$
ločna širina medzobne vrzeli	$e_0 = t_0 - s_0$
tetivna debelina zoba	$s_{t0} = d_0 \sin(s_0/d_0)$

Osni razmik  $a$

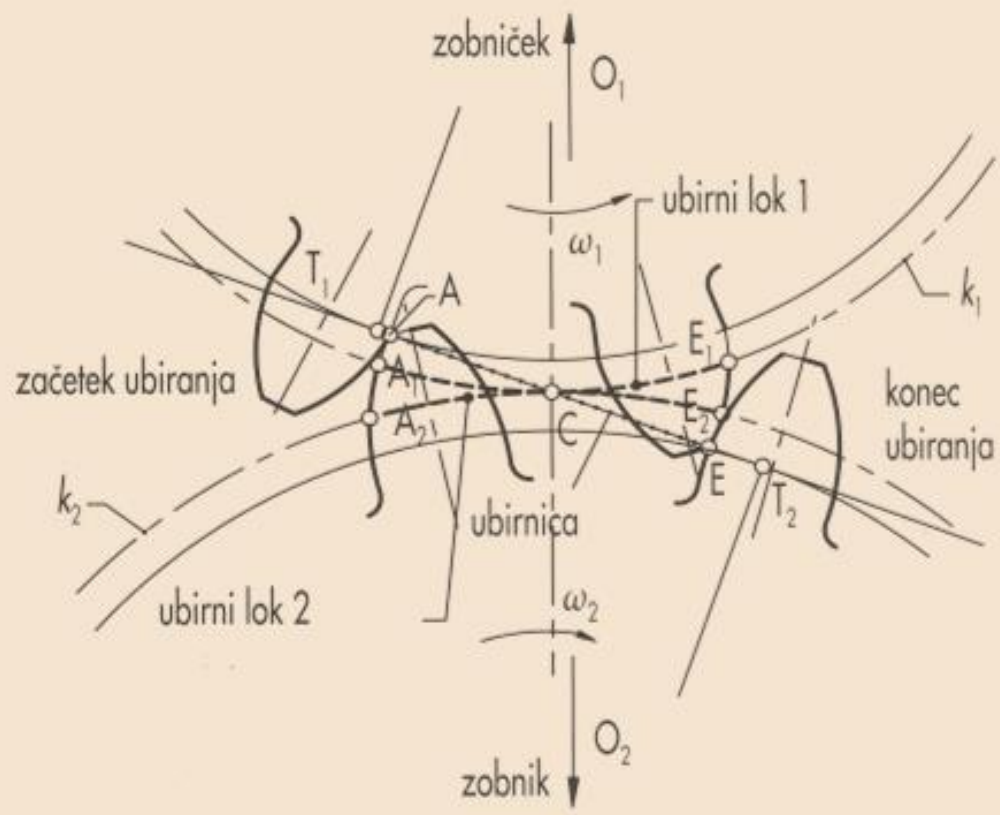
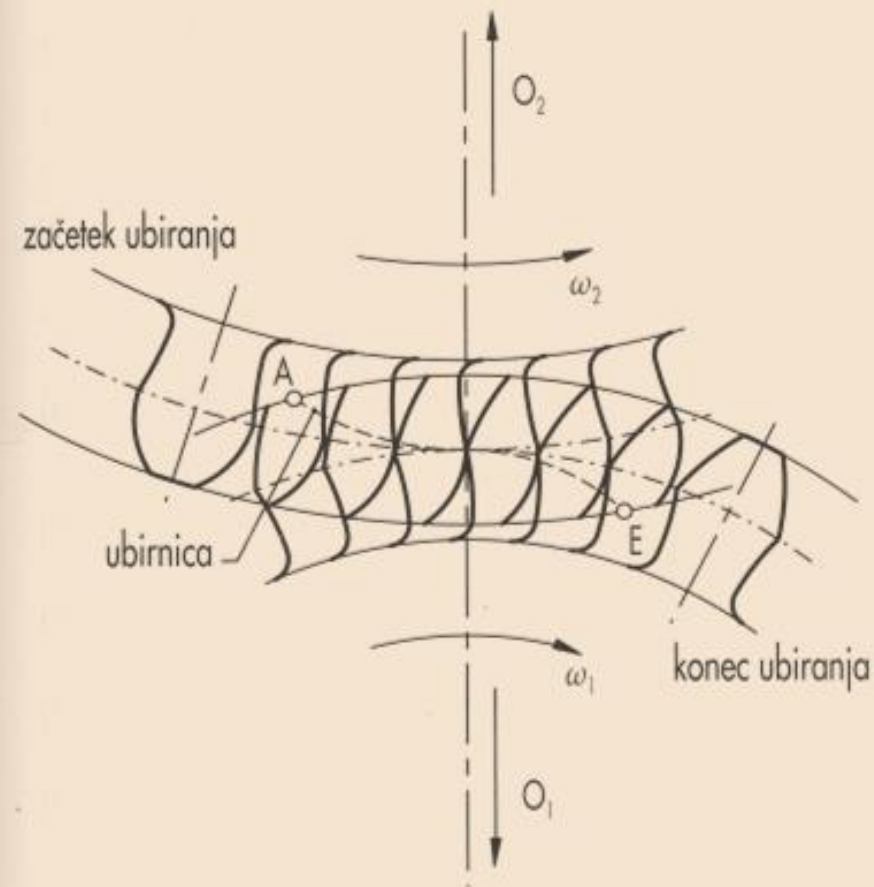
— pri zunanem ozobju	$a = m \cdot 0,5(z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha_0 / \cos \alpha$
— pri notranjem ozobju	$a = m \cdot 0,5(z_2 - z_1) \cdot \cos \alpha_0 / \cos \alpha$

pri čemer velja:

— pri zunanem ozobju	$\text{inv } \alpha = 2(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_0 + \text{inv } \alpha_0$
— pri notranjem ozobju	$\text{inv } \alpha = 2(x_2 - x_1)/(z_2 - z_1) \cdot \tan \alpha_0 + \text{inv } \alpha_0$

in je  $\alpha$  — ubirni kot zobniške dvojice.

Vrednost evolventne funkcije  $\text{inv } \alpha (= \tan \alpha - \hat{\alpha})$  — gl. str. 546.



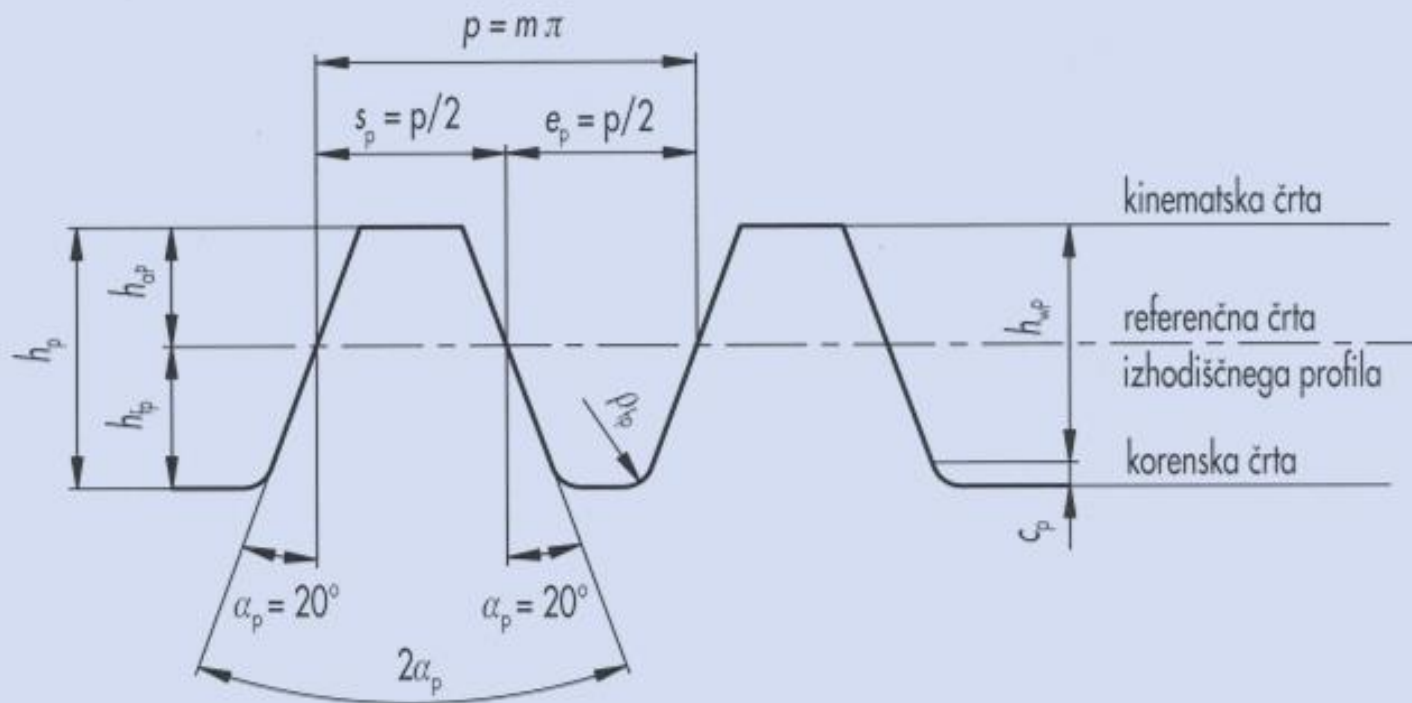
Ubiranje pri cikloidnem ozobju

Ubiranje pri evolventnem ozobju

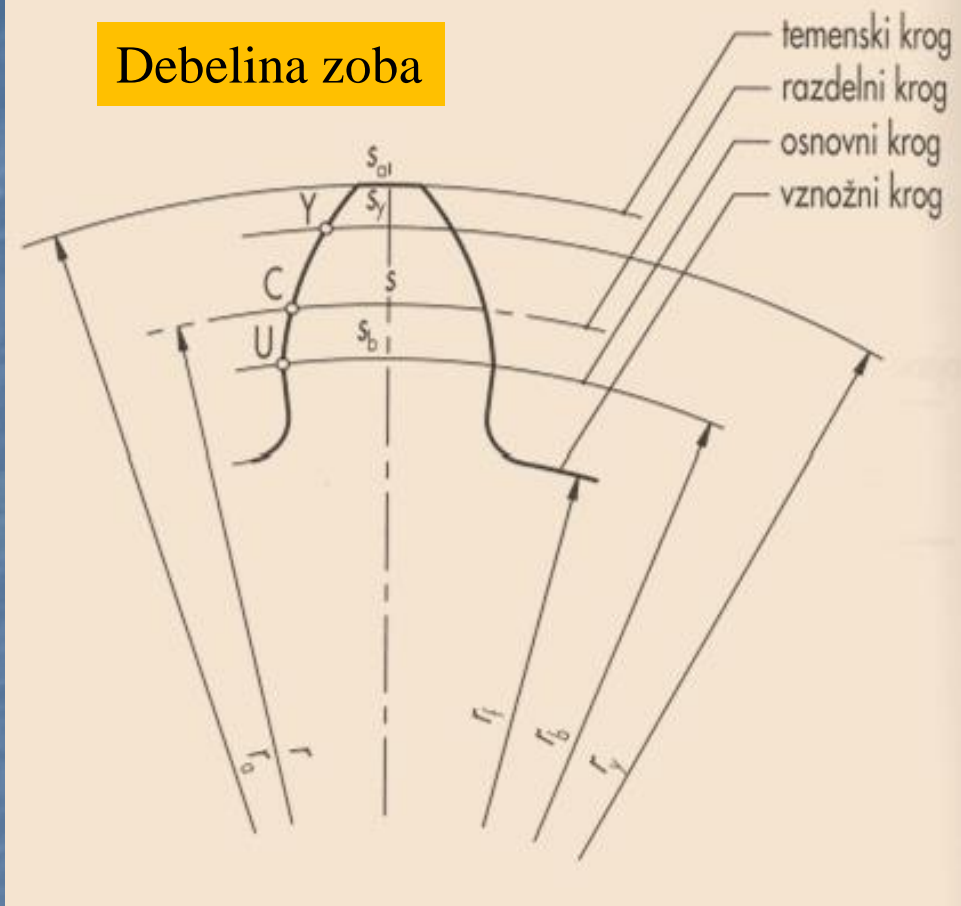
Stopnja prekritja:  $\varepsilon_\alpha > 1$ ;  $\varepsilon_\alpha \sim 1,2$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha}{2 \cdot m \cdot \pi \cdot \cos \alpha}$$

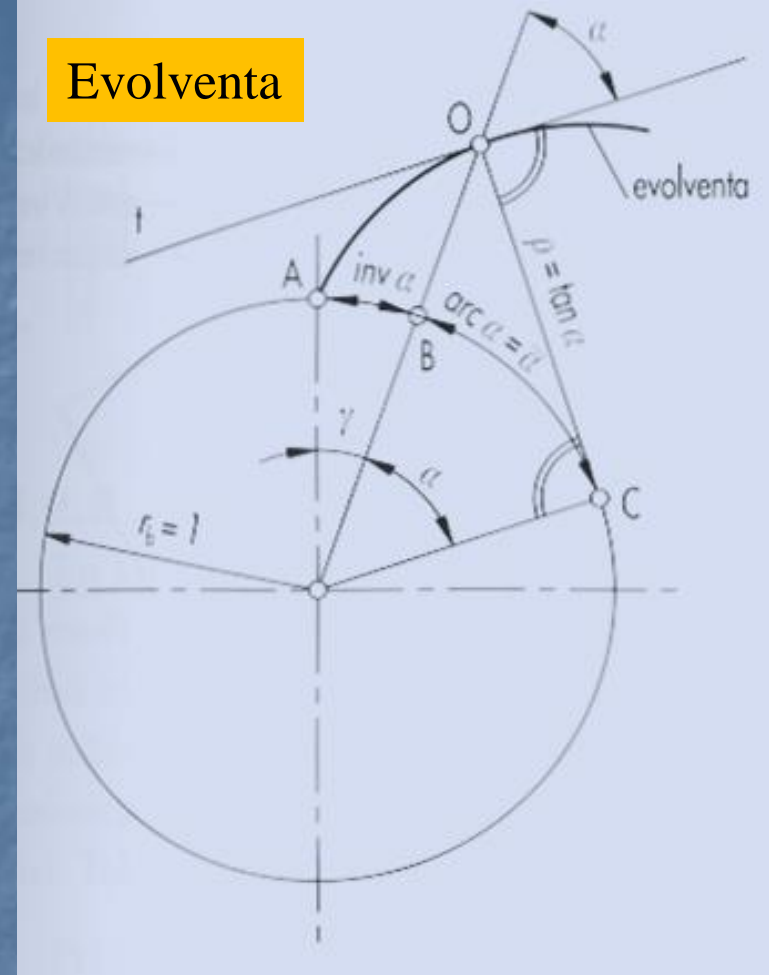
# Izhodiščni profil za izdelavo evolventnega ozobja (zobnica) po ISO 53



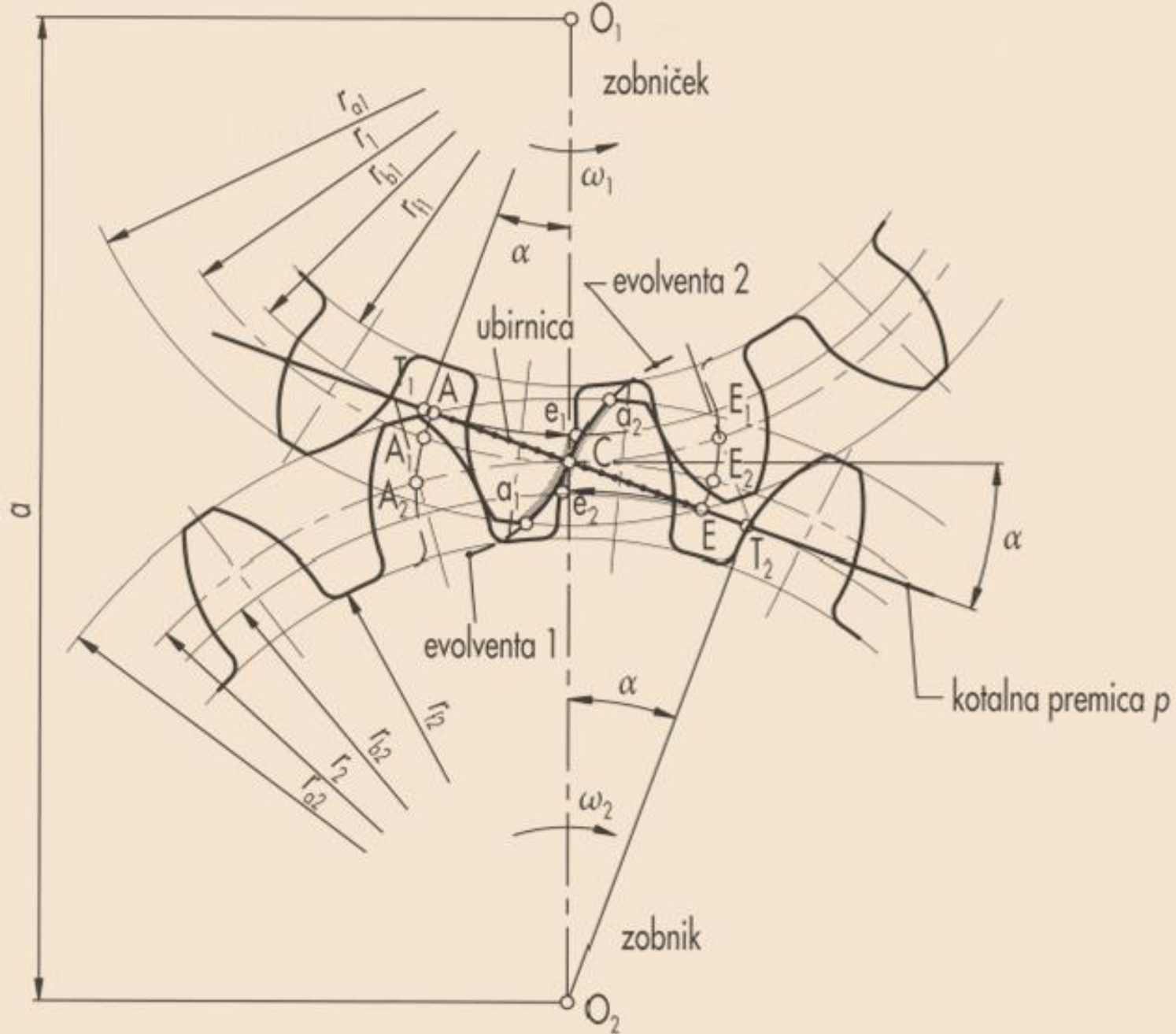
## Debelina zoba



## Evolventa

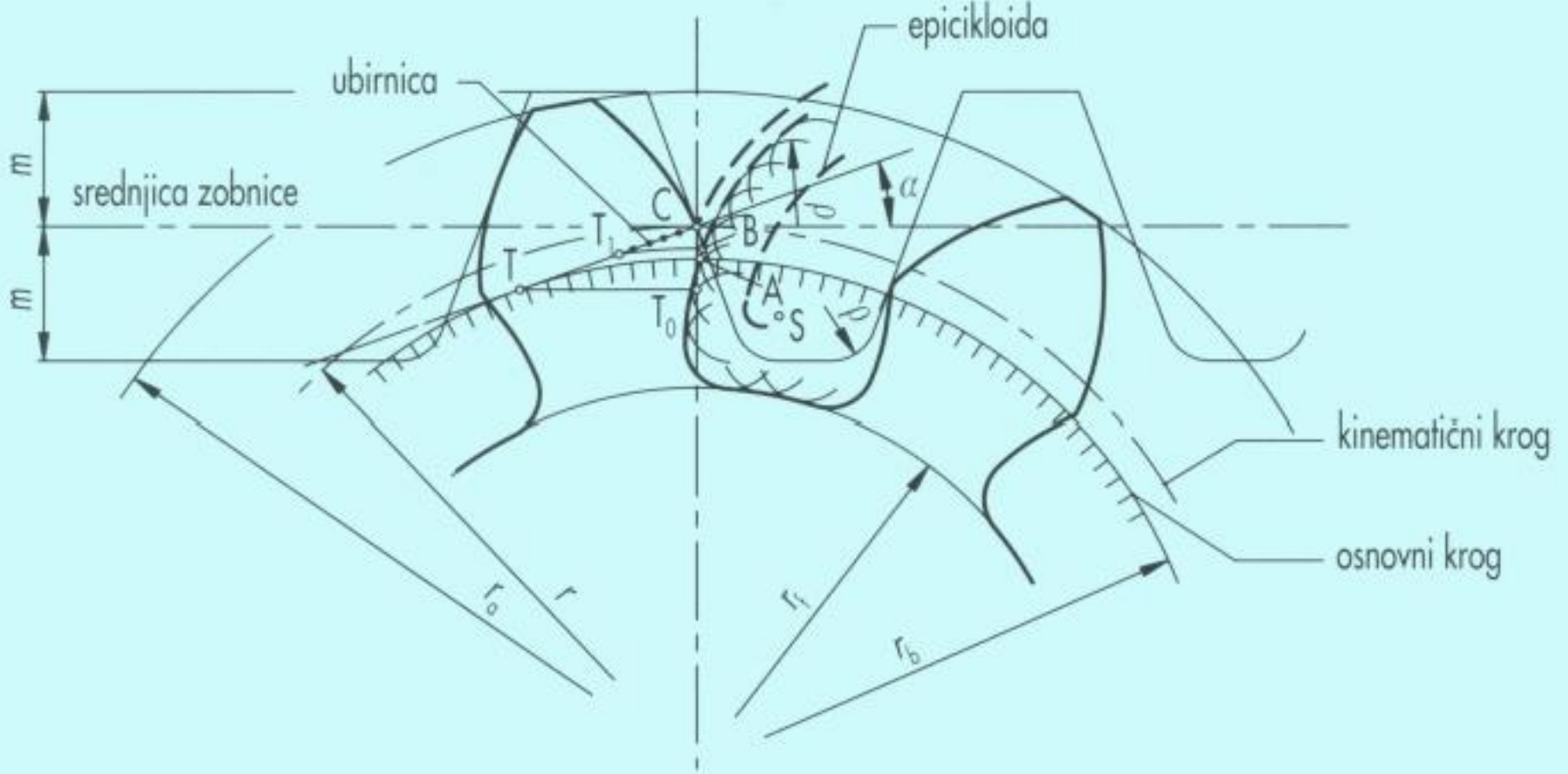


<https://www.youtube.com/watch?v=IWuKI4rG2HA>



Evolverentna zobniška dvojica

## Spodrezanje evolventnih zob v korenu



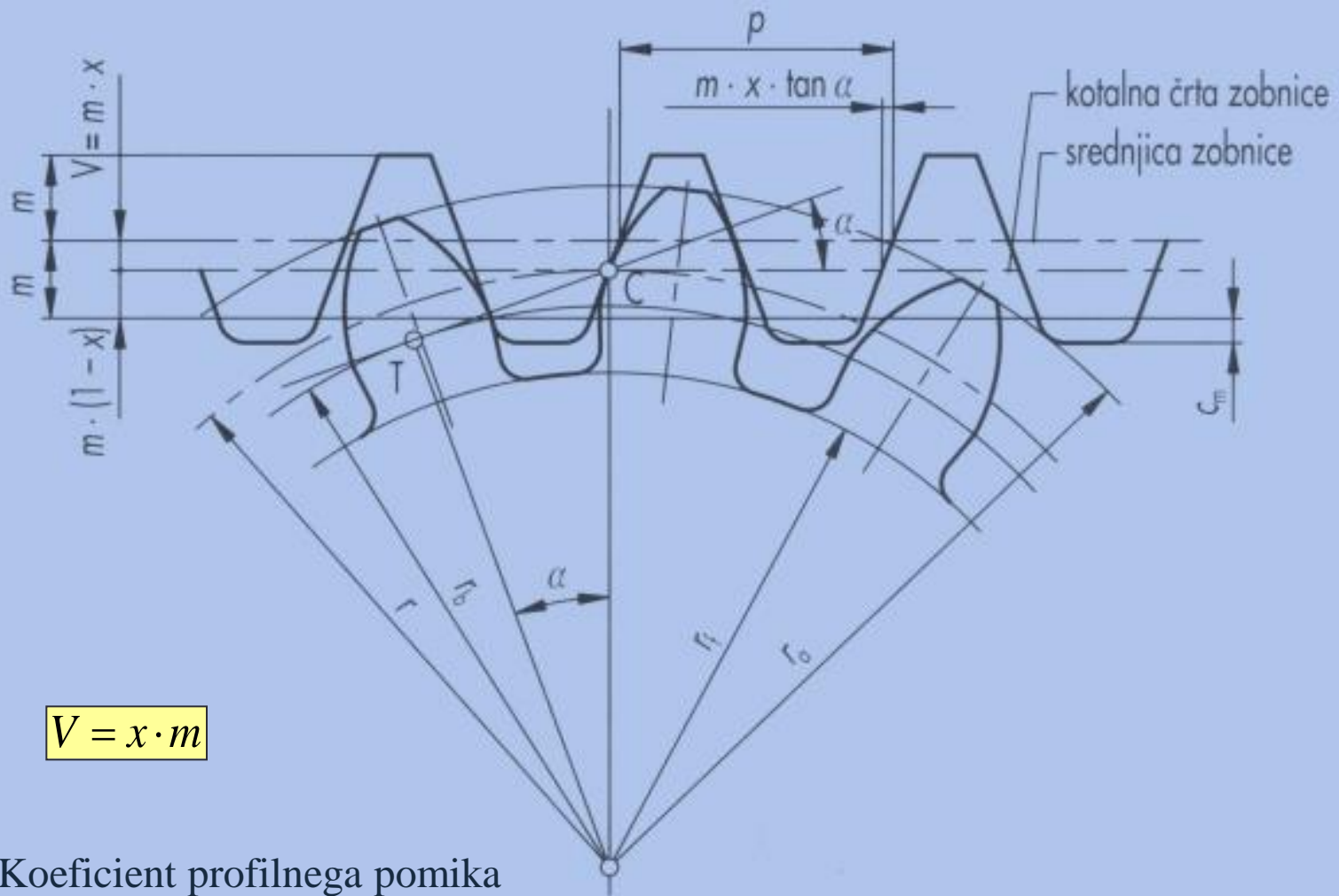
Mejno število zob;  $z_m = 17$ :

$$z_m = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

Minimalno število zob;  $z_{\min} = 14$



## Pomik zobnega profila



$$x = \frac{z_{\min} - z}{z_m} = \frac{14 - z}{17}$$

# Promik profila osnovne zobnice

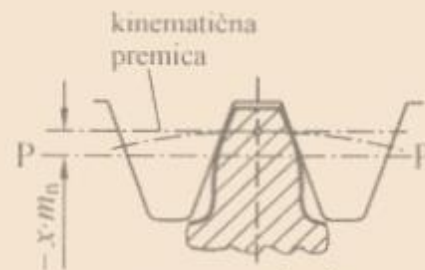
a)



$x$ -ničti zobnik  
( $x = 0$ )



$x_{plus}$ -zobnik  
( $x > 0$ )

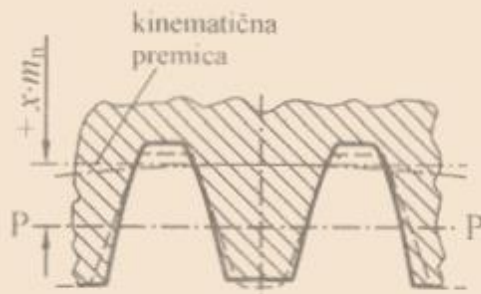


$x_{minus}$ -zobnik  
( $x < 0$ )

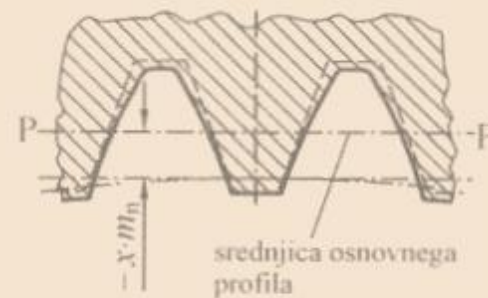
b)



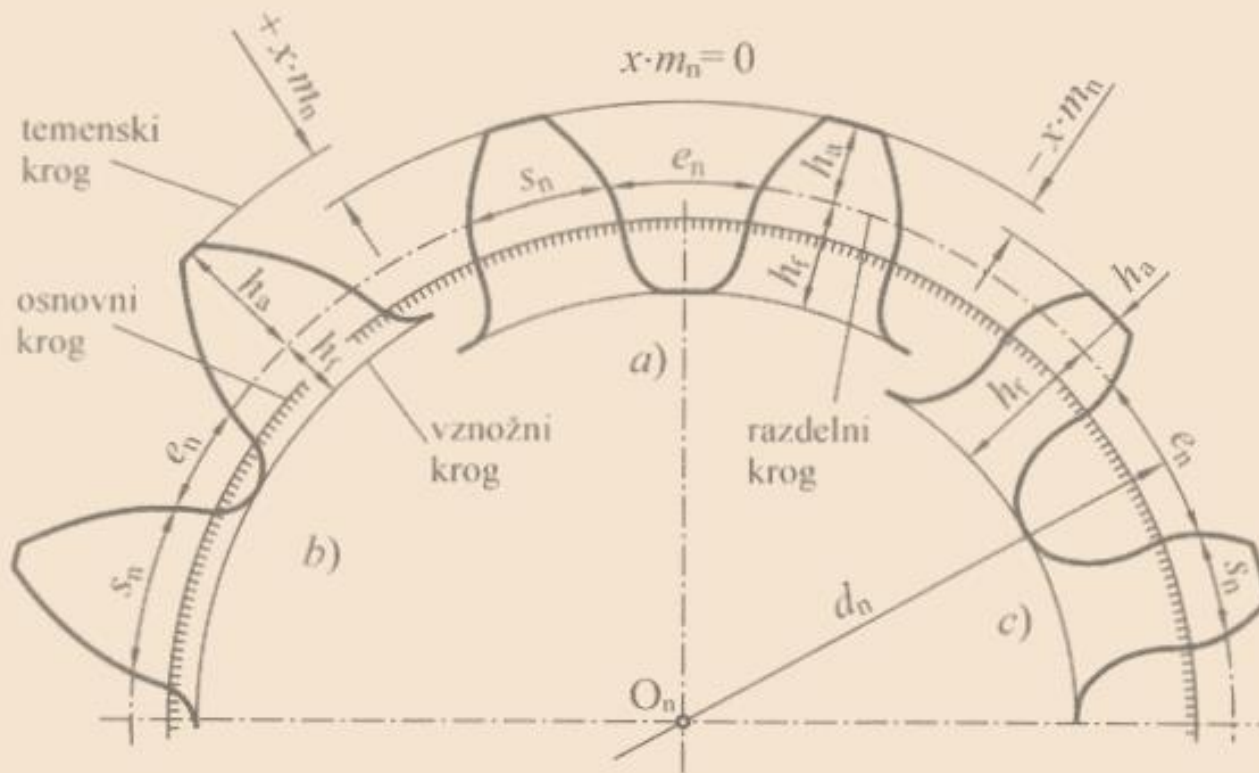
$x$ -ničti zobnik  
( $x = 0$ )



$x_{plus}$ -zobnik  
( $x > 0$ )



$x_{minus}$ -zobnik  
( $x < 0$ )



Oblika zob pri zunanjem zobniku z različnim profilnim pomikom

a)  $x_{niči}$  - zobnik, b)  $x_{plus}$  - zobnik, c)  $x_{minus}$  - zobnik

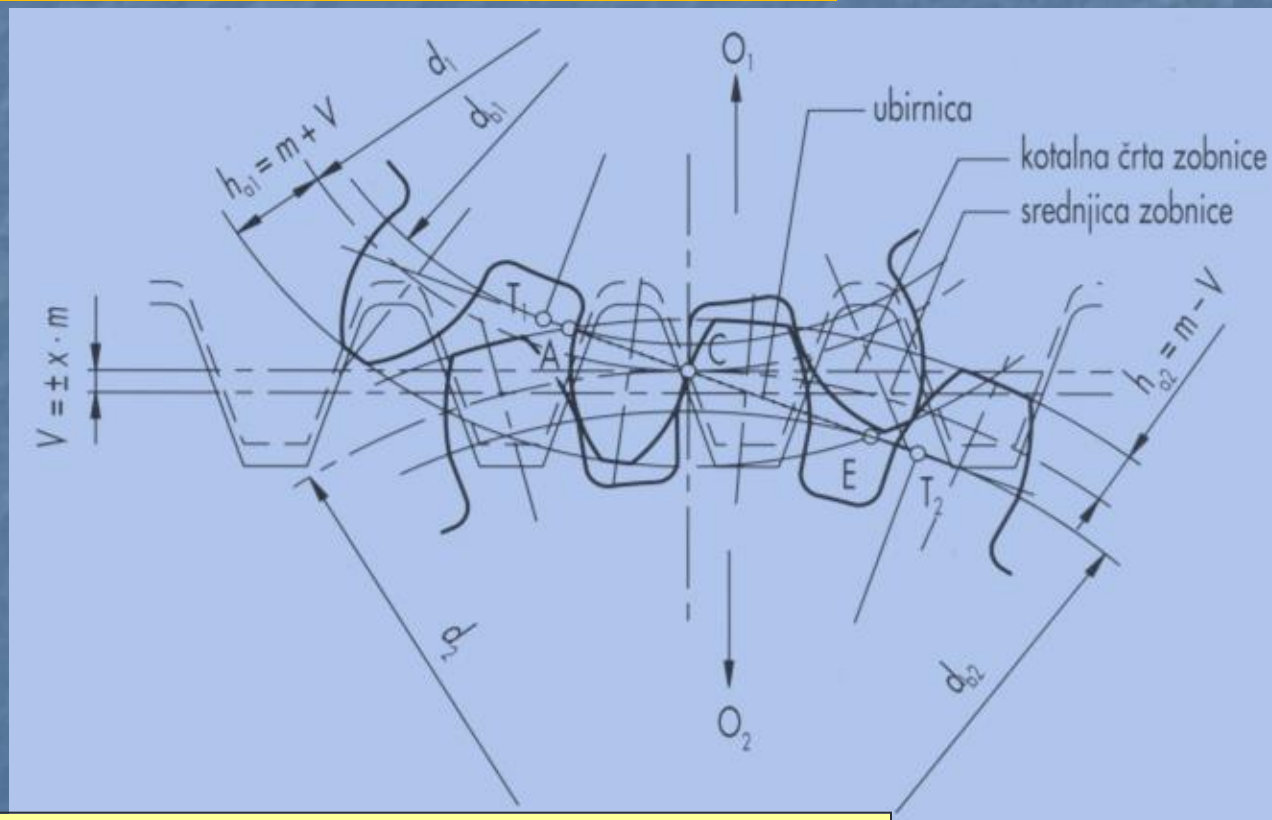
<https://www.youtube.com/watch?v=p1vNPkUB2mw>

## V – nič zobniška dvojica:

- Oba zobnika imata enako korekcijo
- Večji zobnik ima negativno, manjši pa pozitivno korekcijo
- Medosna razdalja in vpadni kot ostaneta nespremenjena
- Večja je trdnost zob in manjša obraba
- V-nič ali AEG korekcija  $x = \pm 0,5$

## Slabosti V-nič korekcije:

- Slab izkoristek pri majhnih prestavnih razmerjih
- Medosje je določeno s številom zob in modulom in zato ni dovolj prilagodljivo
- Pogoju:  $(z_1 + z_2) > 2 \cdot z_{\min}$

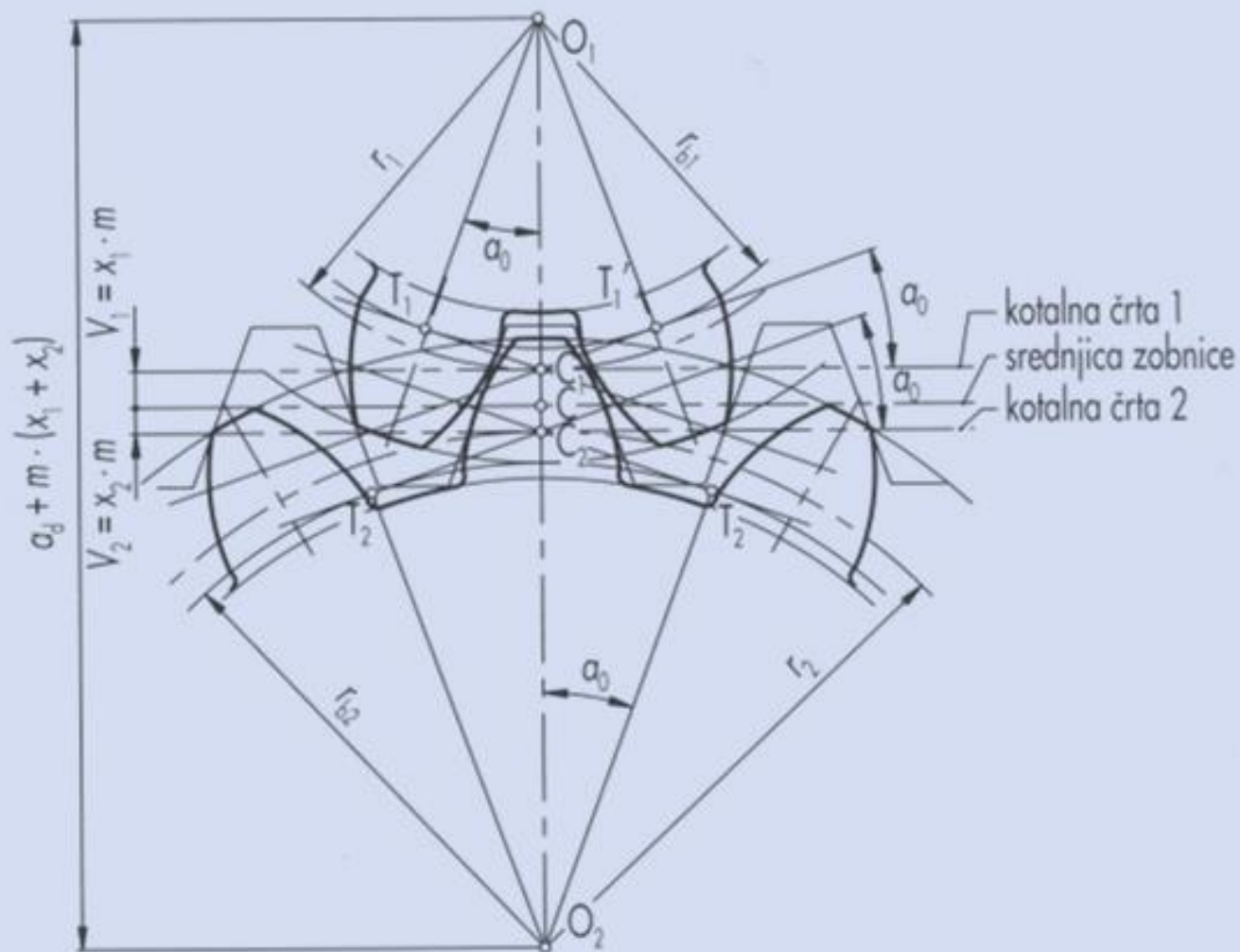


Stopnja prekritja:

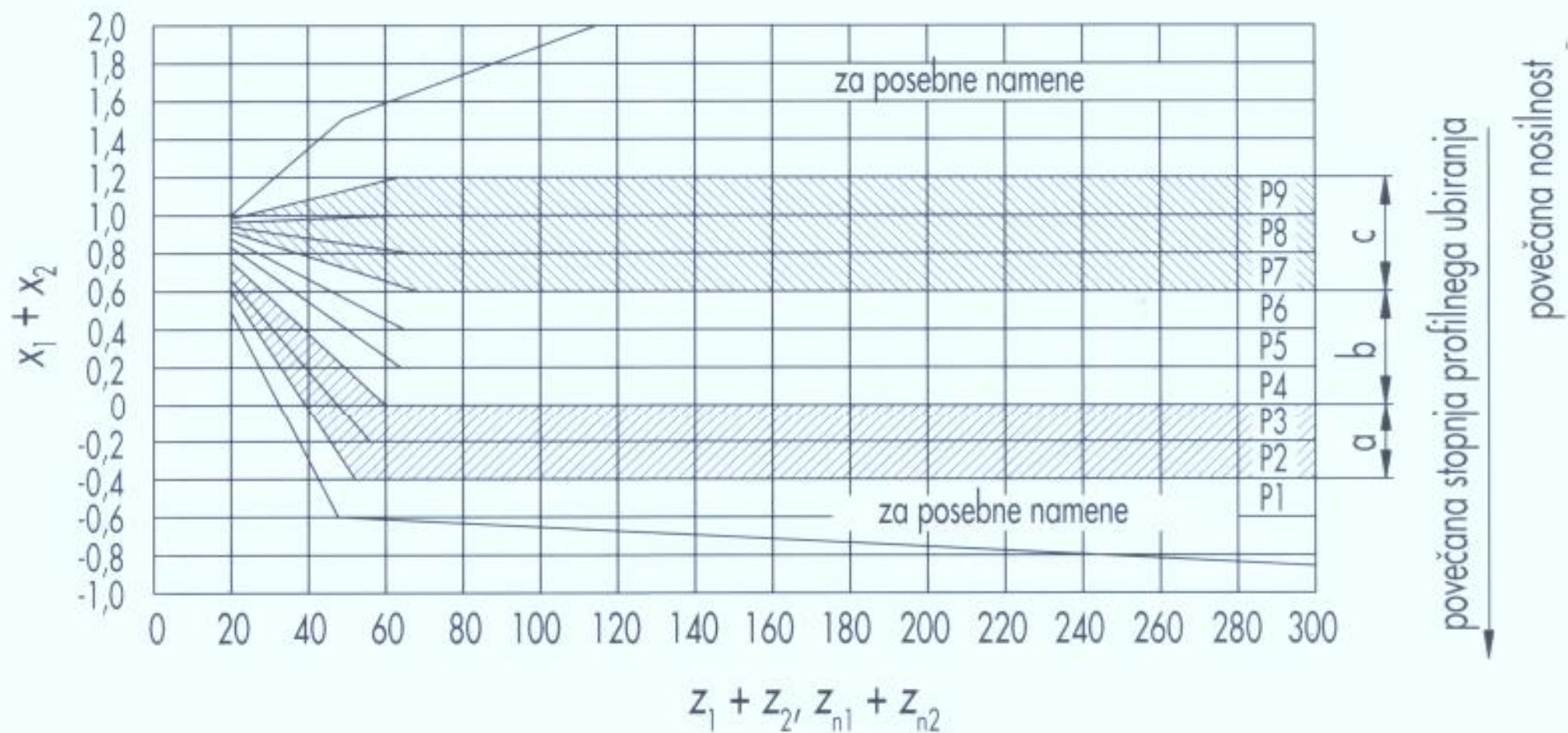
$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{z_1 + 2 \cdot (1 - x)^2}{\cos \alpha} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left( \frac{z_2 + 2 \cdot (1 - x)^2}{\cos \alpha} \right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha \right]$$

## V – zobniška dvojica:

- Vsak od zobnikov ima svojo pozitivno ali negativno korekcijo
- Močnejši zobje v korenu
- Pri vnaprej podani geometriji lahko določimo vsoto profilnih pomikov
- Z ustrezno izbiro koeficientov profilnih pomikov lahko dosežemo optimalne pogonske razmere in ojačane zobe obeh zobnikov

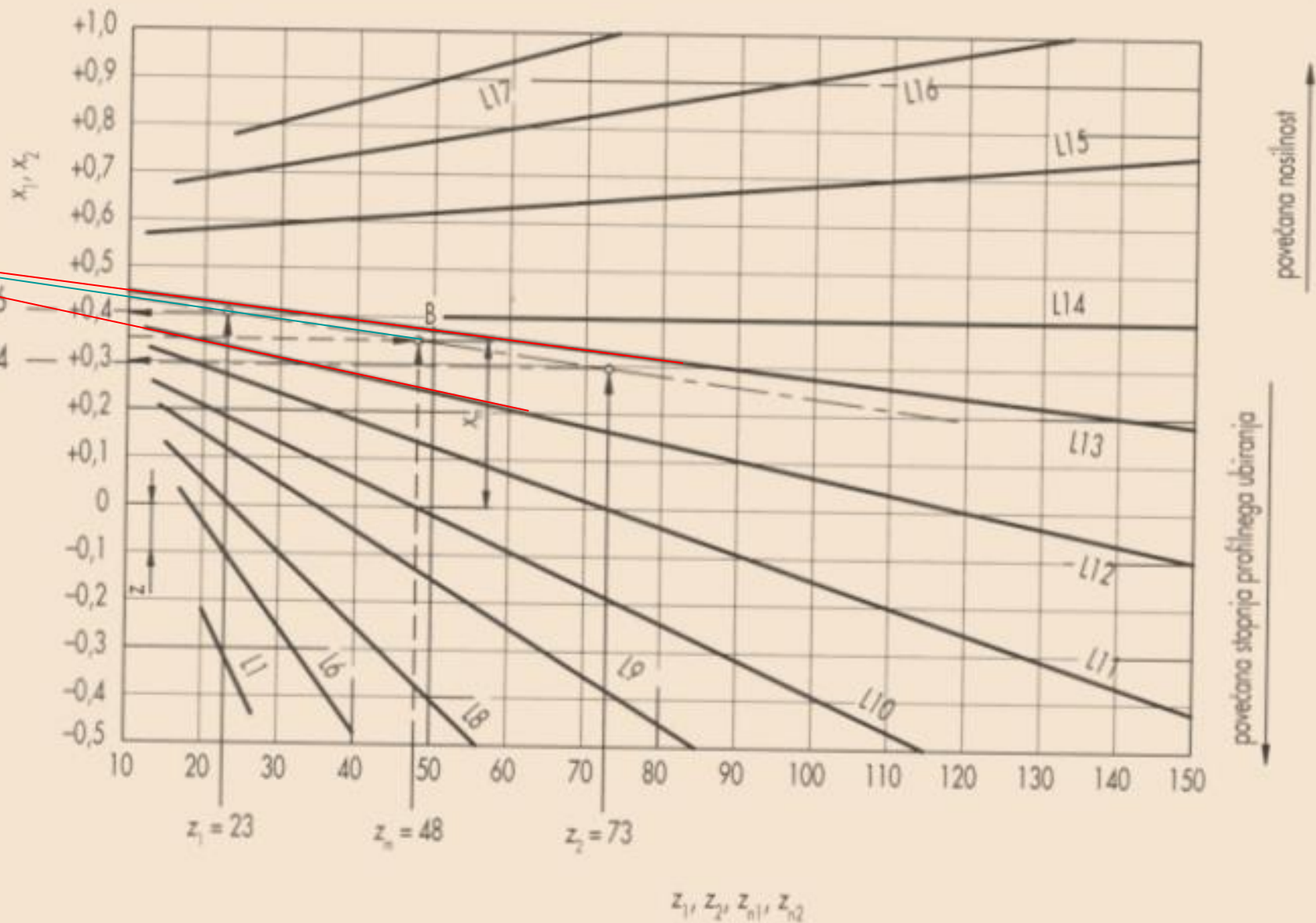


# Izbira vsote koeficientov pomika profila osnovne zobnice ( $x_1 + x_2$ ) po DIN 3992



- a – zobniške dvojice, pri katerih želimo miren tek
- b - zobniške dvojice z dobro izravnavo zob
- c – zobniške dvojice s povečano nosilnostjo zob

# Porazdelitev vsote ( $x_1 + x_2$ ) na oba zobnika

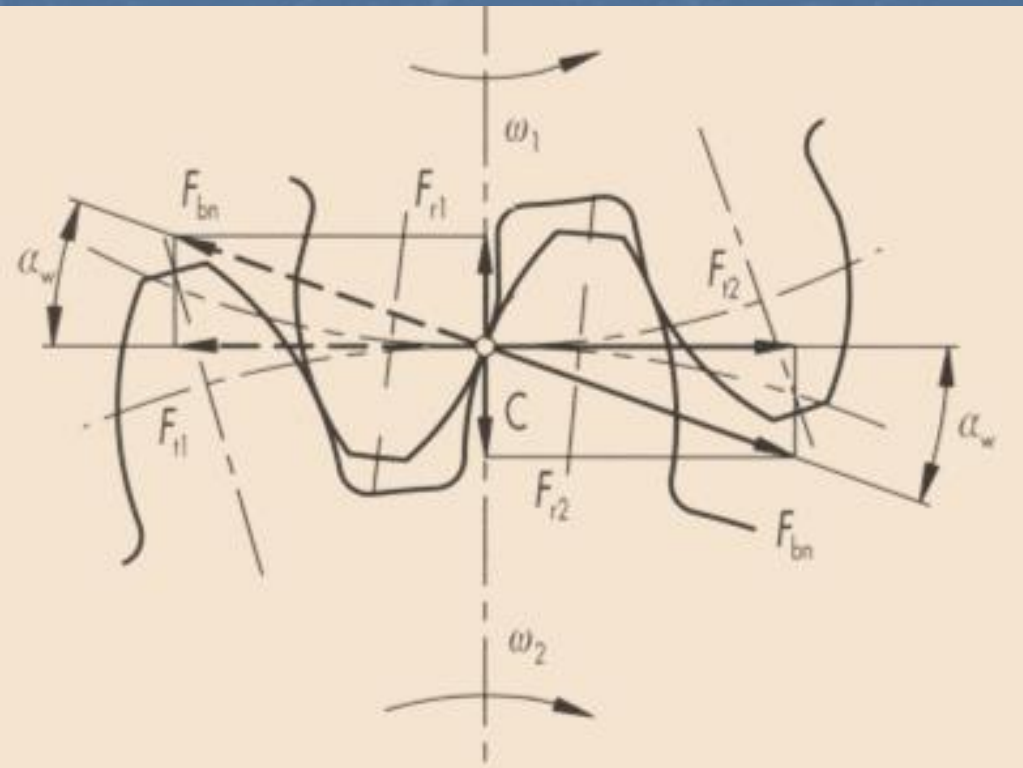


## Vrednosti parametra A

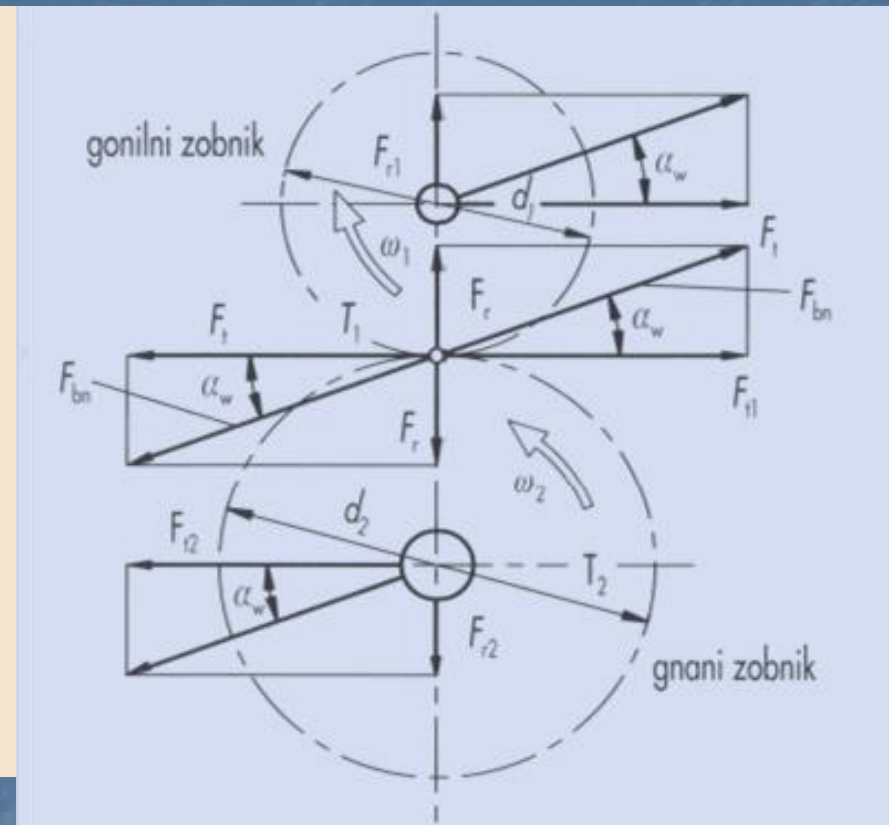
$\alpha_w''$	A	$\alpha_w''$	A
18° 00'	-0.01138	20° 00'	0.00000
10'	-0.01053	10'	0.00107
20'	-0.00966	20'	0.00216
30'	-0.00878	30'	0.00326
40'	-0.00787	40'	0.00439
50'	-0.00695	50'	0.00554
19° 00'	-0.00601	21° 00'	0.00670
10'	-0.00506	10'	0.00789
20'	-0.00408	20'	0.00910
30'	-0.00309	30'	0.01033
40'	-0.00208	40'	0.01158
50'	-0.00105	50'	0.01285
20° 00'	0.00000	22° 00'	0.01415



## Sile na zobeh zobniške dvojice



## Sile na gredi gonila



$F_{bn}$  – Rezultirajoča sila; deluje normalno na zobni bok, v smeri vprijemne premice

$F_r$  – Odrivna ali radialna sila

$F_t$  – Tangentna ali obodna sila; povzroča pogonski torzijski moment

# Valjast zobniki s poševnimi evolventnimi zobmi

## Stopnja prekritja

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = \frac{\overline{ACE}}{p_t \cdot \cos \alpha_t} + \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}$$

## Mejno število zob

$$z_m = \frac{2}{\sin^2 \alpha_t} \cos \beta$$

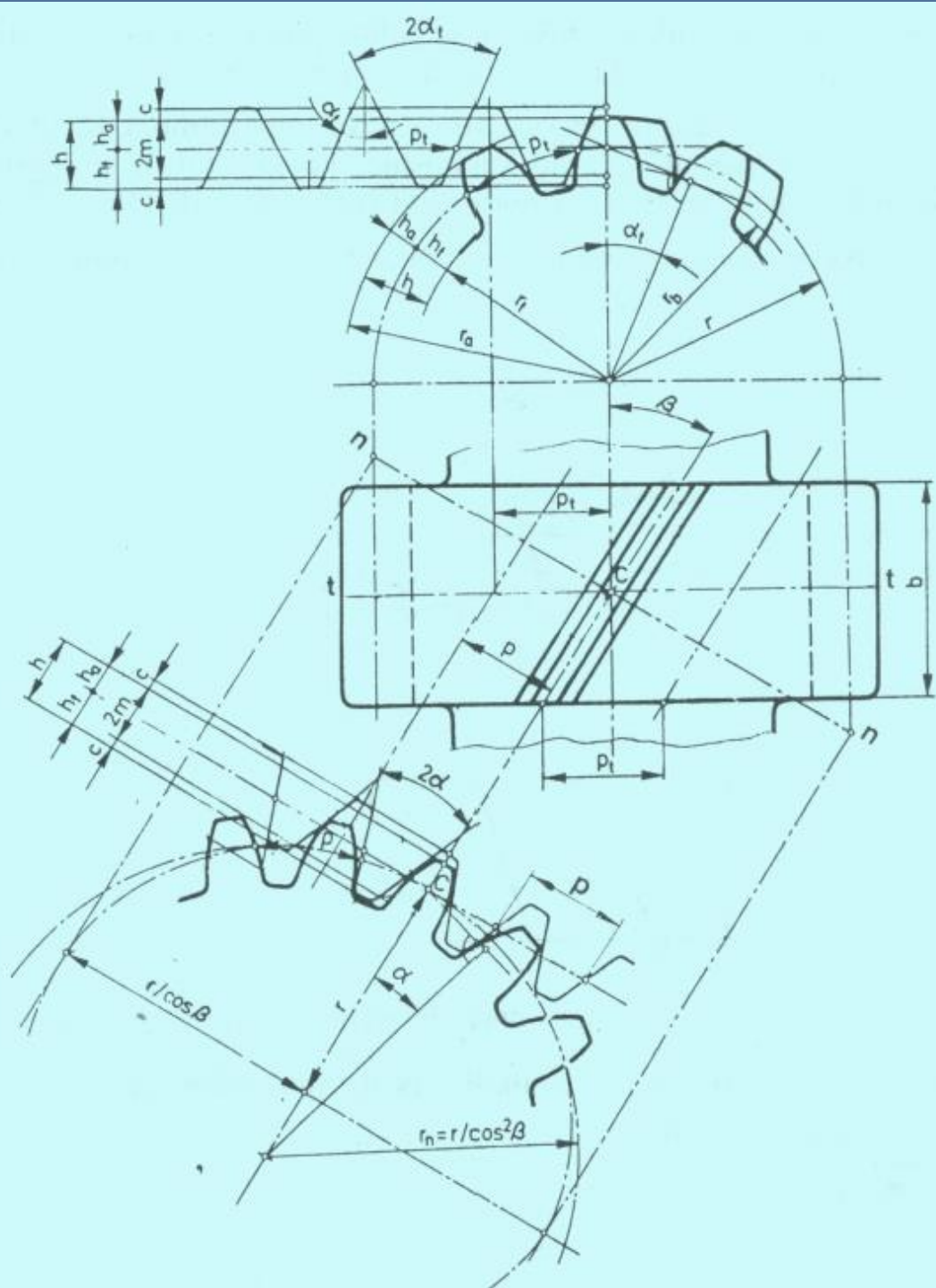
## Profilni pomik

$$x_t = \frac{14 - \frac{z}{\cos^3 \beta}}{17}$$

$$x_t = \frac{x \cdot m}{m_t} = x \cdot \cos \beta$$

## Nadomestno število zob

$$z_v \approx \frac{z}{\cos^3 \beta}$$



## Geometrija

premer razdelnega kroga:  $d = m_t \cdot z = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z$

premer osnovnega kroga:  $d_b = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z \cdot \cos \alpha_t$

ubirni kot:  $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$

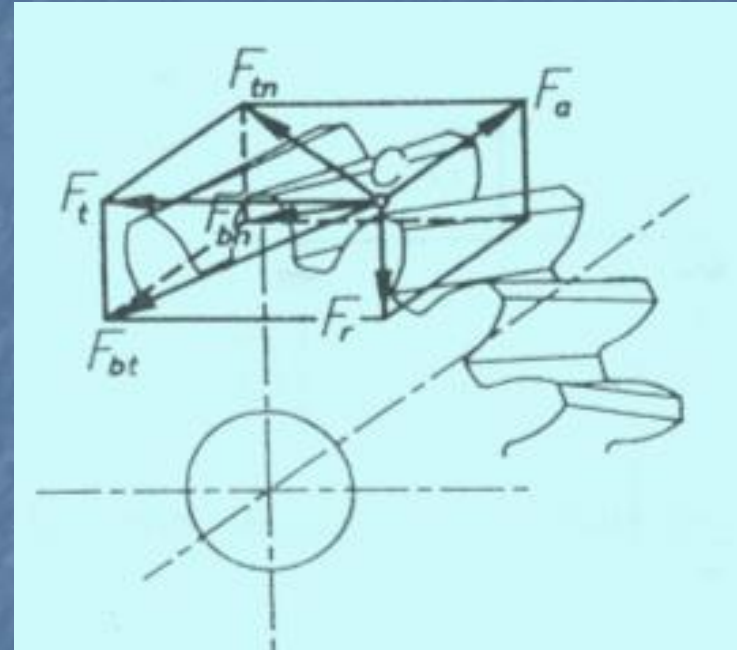
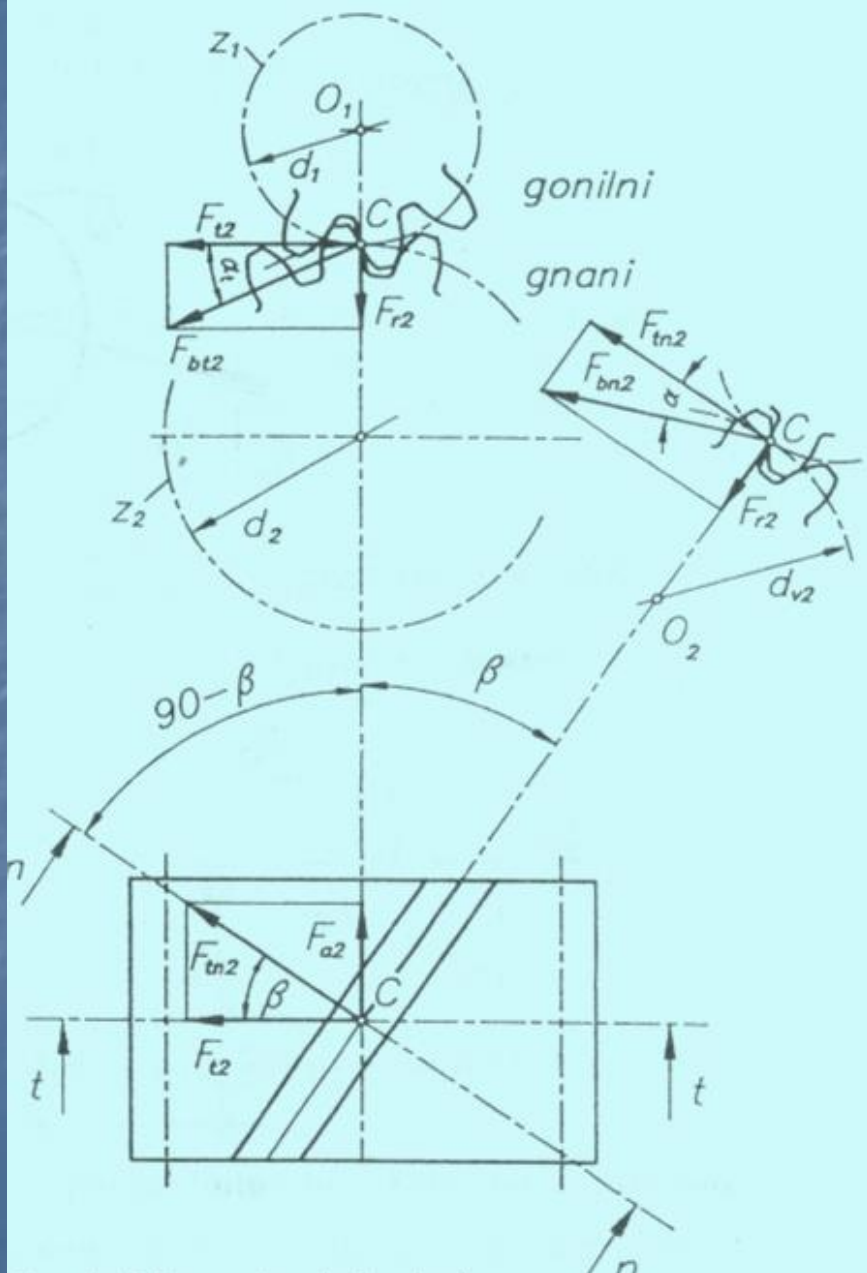
premer temenskega kroga:  $d_a = d + 2 m = m \left( \frac{z}{\cos \beta} + 2 \right)$

premer vznožnega kroga:  $d_f = d - 2,4 m = m \left( \frac{z}{\cos \beta} - 2,4 \right)$

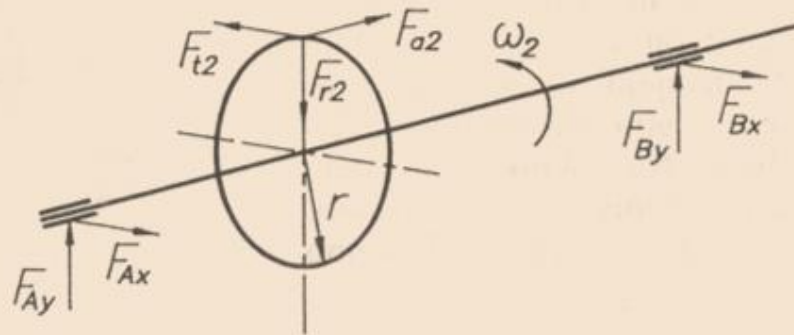
medosni razmik:  $a_o = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2 \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2)$

razdelek na razdelnem krogu:  $p_t = m_t \cdot \pi = \frac{p}{\cos \beta}$

# Sile na zobniški dvojici s poševnimi zobmi

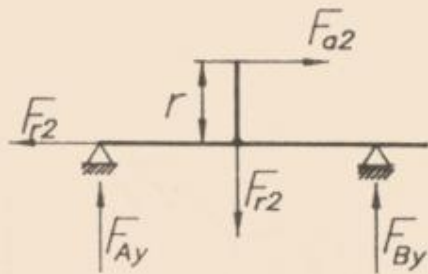


## Sile v prostoru

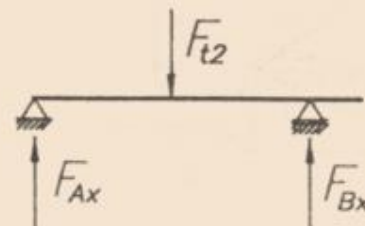


## Sile v ravninah

a. vertikalna ravnina



b. horizontalna ravnina



1. Tangencialna sila  $F_t$ :

$$F_t = \frac{2 T}{d} \text{ [N]} \quad T \text{ (Nmm) } \dots \text{ vrtilni moment, ki ga prenaša zobnik}$$

2. Radialna sila  $F_r$ :

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_t}{\cos \beta} \text{ [N]}$$

Radialna sila  $F_r$  deluje vedno proti osi zobnika.

3. Aksialna sila  $F_a$ :

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \text{ [N]}$$

# Smernice za izbiro kakovostnih razredov toleranc zobnikov

Kakovost	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Način obdelave	brušenje											
	strganje pred termično obdelavo											
	precizno odrezavanje											
	srednje odrezavanje											
	povprečno odrezavanje											
	kaljeni, nebrušeni zobje											
Kakovost	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Primeri uporabe	kontrolni zobniki											
	precizni instrumenti, delilni aparati ipd.											
	precizni reduktorji											
	obdelovalni stroji											
	avtomobili											
	kamioni											
	splošno strojništvo											
	tirnična vozila											
	dvigala, transportne naprave											
poljedelski in podobni grobi stroji												

Kakovost	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Obodna hitrost			preko $20 \text{ ms}^{-1}$			$20 \dots 6 \text{ ms}^{-1}$			$6 \dots 3 \text{ ms}^{-1}$			
	Izjeme: a) Turbinska gonila, hitrosti do $70 \text{ ms}^{-1}$ , kvaliteta 5 ... 7 b) Merilni instrumenti, majhna hitrost – zahtevana velika točnost c) Gonila za natančno prenašanje vrtenja											
										$3 \text{ ms}^{-1}$ in manj		

## Izkoristek zobniškega gonila

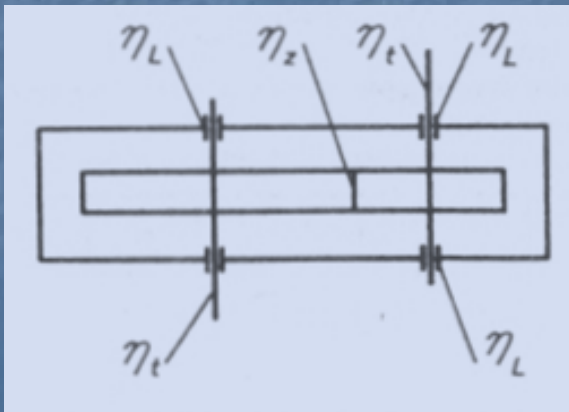
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}$$

## Izkoristek zobniške dvojice

- pri neobdelanih zobeh:  $\eta_z = 0,9$  do  $0,92$
- pri precizno obdelanih in mazanih zobeh:  $\eta_z = 0,98$  do  $0,99$
- pri povprečno izdelanih bokih zob in dobrem mazanju:  $\eta_z \approx 0,94$ .

## Skupni izkoristek zobniške dvojice

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_L \cdot \eta_t = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,95$$



$\eta_z$  – izkoristek zobniške dvojice

$\eta_L$  – izkoristek ležajev

$\eta_t$  – izkoristek zaradi trenja pri tesnjenju

$\eta_L = 0,98$

uležajenje gredi z dvema kotalnima ležajema

$\eta_L = 0,97$

uležajenje gredi z dvema drsnima ležajema

$\eta_t = 0,98$

za eno gred in en zobnik v olju



# Trdnostni preračun ozobja po DIN 3990

Na zobeh zobnika možni dve poškodbi:

- 1) Lom v korenu zoba (utrujanje na upogib) - **PRERAČUN NA KORENSKO TRDNOST**
- 2) Poškodba bokov zob - **PRERAČUN NA BOČNO TRDNOST**

## 1) PRERAČUN NA KORENSKO TRDNOST

a) Določitev premera manjšega zobnika:

$$d_1 \cong \sqrt[3]{\frac{2 T}{K^* (b/d_1)} \cdot \frac{i + 1}{i}}$$

### Vrednosti $b/d_1$ za valjaste zobnike

Vrsta gonila	$b/d_1$							
	$i = 1$	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
Menjalniki in počasi tekoča gonila. Ozobje in uležajenje sta izdelani s srednjo natančnostjo (kvaliteta 8 . . . 10).	0.25	0.31	0.35	0.40	0.45	0.5	0.55	0.6
Srednje hitra tekoča gonila, univerzalna gonila. Ozobje in uležajenje sta izdelani natančno v kvaliteti 7 . . . 8.	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.83	0.9
Hitro tekoča gonila z dolgo dobo trajanja. Ozobje in uležajenje sta izdelani z visoko natančnostjo (kvaliteta 6 . . . 7)	0.8	0.9	0.95	1	1.05	1.1	1.12	1.16

## Koeficient K\* za valjaste zobnike

Uporaba gonilni/gnani	Hitrost m/s	Pastorek		Zobnik		K* N/mm <sup>2</sup>
		Gradivo toplotna obdelava	Trdota	Gradivo toplotna obdelava	Trdota	
Turbina/generator	< 20	p, f	> 22 HRC	p, f	180 HB	0,80
	< 20	k, b	> 58 HRC	k, b	58 HRC	2,8
Elektromotor	5	p, f	210 HB	p, f	180 HB	1,2
Industrijsko gonilo 24-urno obratovanje		p, f	350 HB	p, f	300 HB	2,0
	10	k, b	> 58 HRC	k, b	58 HRC	4,4
p, f		210 HB	p, f	180 HB	1,0	
p, f		350 HB	p, f	300 HB	1,8	
Elektromotor Veliki prenosniki (dvigala, rotacijske peči, mlini)	5	k, b	> 58 HRC	k, b	58 HRC	4,0
		p, f	225 HB	p, f	180 HR	0,6
Elektromotor/ obdelovalni stroji	7,5	p, f	260 HB	p, f	210 HB	1,0
	22	k, b	> 58 HRC	k, b	58 HRC	3,0
Elektromotor/ majhni industrijski prenosniki	0,3	k, b				9,0
	< 5	p, f	350 HB	armirana vlakna		0,53
p, f		350 HB	poliamid		0,35	
Elektromotor/ majhni aparati	< 5	p, f	300 HB	cink, tlačno litje		0,20
	< 3	medenina aluminij		medenina, aluminij		0,10

Oznake pomenijo: p... poboljšano; k... cementirano; n... nitrirano

Obdelava: f... frezano; b... brušeno

**Opomba:** Površinska trdota poboljšane pastorka naj bo vsaj za 40 HB večja od trdote poboljšane zobnika.

## Izbira števila zob pastorka $z_1$

Prestavno razmerje	i	1	2	4	8
Poboljšano: do 230 HB		32 ... 60	29 ... 55	25 ... 50	22 ... 45
nad 300 Hb		30 ... 50	27 ... 45	23 ... 40	20 ... 35
Nodularna litina		26 ... 45	23 ... 40	21 ... 35	18 ... 30
Nitirano		24 ... 40	21 ... 35	19 ... 31	16 ... 26
Cementirano (ali površinsko utrjeno)		21 ... 32	19 ... 29	16 ... 25	14 ... 24

**Opomba:** Spodnje vrednosti  $z_1$  veljajo pri  $n < 1000 \text{ min}^{-1}$ , zgornje vrednosti pa za  $n > 3000 \text{ min}^{-1}$ .

## Minimalna vrednost modula m

Kakovost ozobja	Uležajenje	Minimalni m [mm]
11 ... 12	jeklena konstrukcija, lahko ohišje	$b/10 \dots b/15$
8 ... 9	jeklena konstrukcija, plavajoči pastorek	$b/15 \dots b/25$
6 ... 7	dobro uležajenje v ohišju	$b/20 \dots b/30$
6 ... 7	natančno paralelno in togo uležajenje	$b/25 \dots b/35$
5 ... 6	$b/d_1 = 1$ natančno paralelno, togo uležajenje	$b/40 \dots b/60$

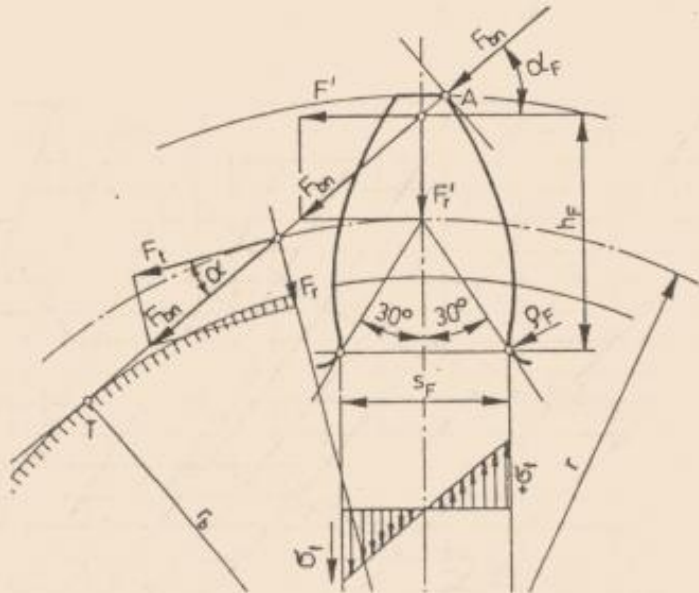
## b) Preračun geometrije zobniške dvojice:

Ko določimo velikost manjšega zobnika (pastorka), preračunamo celotno geometrijo zobniškega para. Nato izvedemo kontrolo trdnosti korena zoba in kontrolo na bočno trdnost.

### c) Izračun varnosti v korenu zoba za oba zobnika:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_x \cdot b \cdot m}{F_t \cdot Y_F \cdot Y_{\epsilon\beta} \cdot K_I \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \leq S_{F \text{ min}}$$

Koeficient naj bo v mejah  $S_{F \text{ min}} = 1,5 \dots 1,7$ , le v izjemnih primerih je  $S_{F \text{ min}} = 2$ .



#### 1. Koeficient ubiranja $Y_{\epsilon\beta}$

$$Y_{\epsilon\beta} = Y_\epsilon \cdot Y_\beta$$

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} ; \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{120}$$

#### 2. Koeficient razdelitve sile na zobe $K_{F\alpha}$

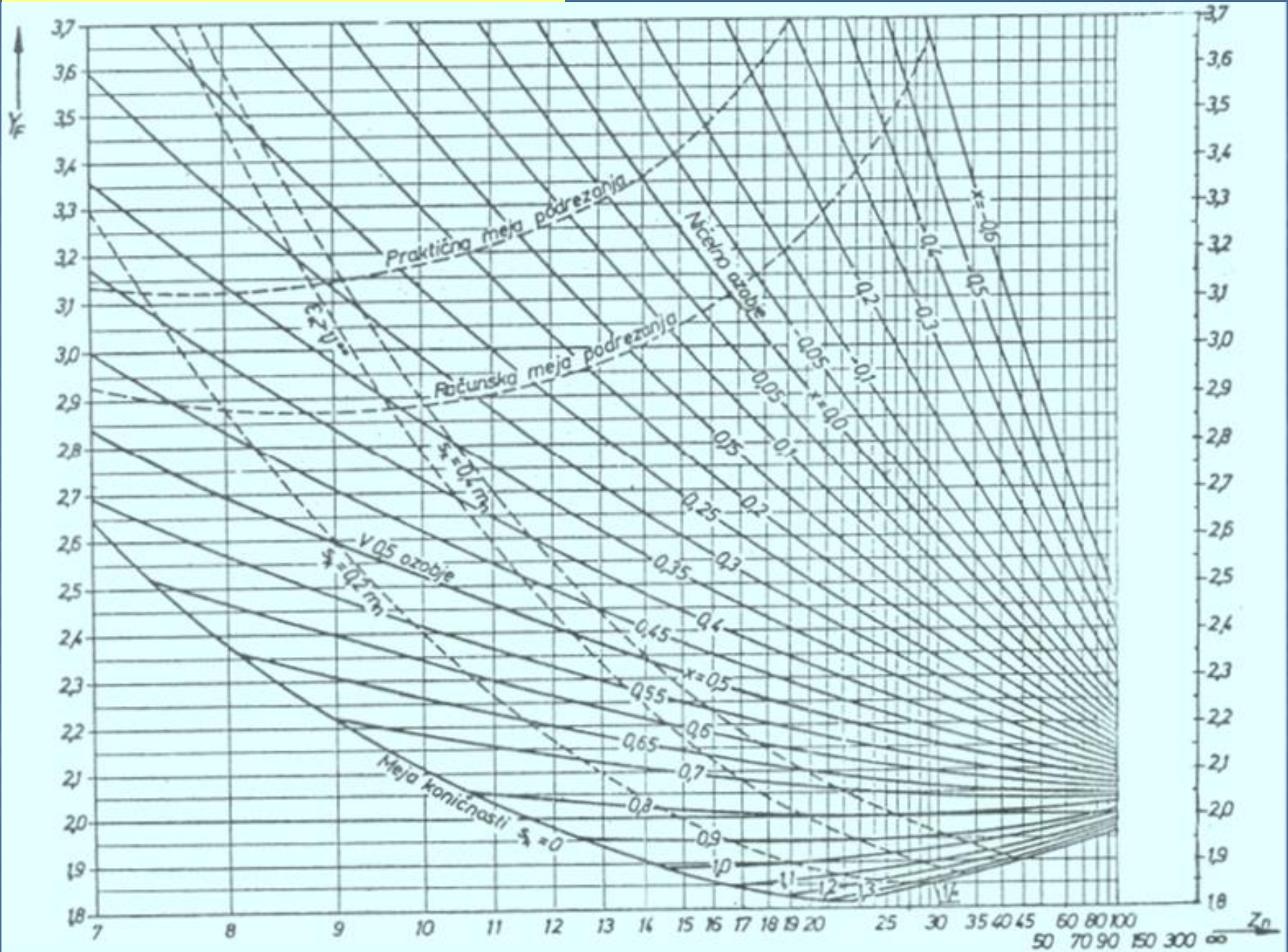
Za valjaste zobnike z ravnimi zobmi velja:

$$K_{F\alpha} = \frac{1}{0,25 + 0,75/\epsilon_\alpha} \geq 1,2$$

Za valjaste zobnike s poševnimi zobmi pa velja:

$$K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\alpha + \epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha \left( 0,25 + \frac{3}{4 \epsilon_\alpha} \right)}$$

### 3. Koeficient oblike zoba $Y_F$



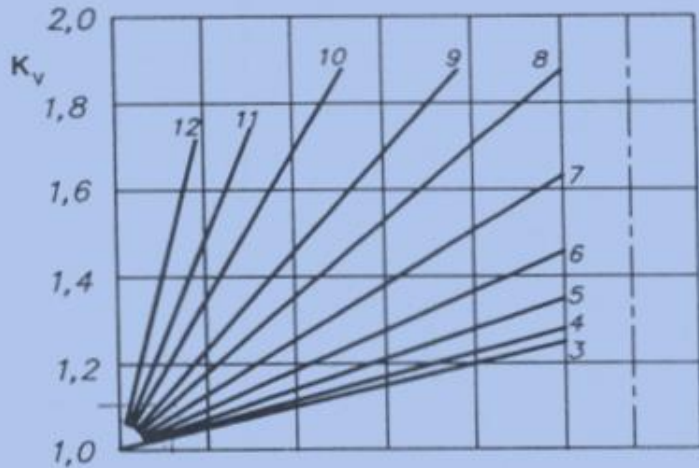
#### 4. Koeficient razdelitve sile vzdolž širine zoba $K_{F\beta}$

Vrsta zobniškega gonila	$K_{F\beta}$
Zelo toga gonila, pritrnitev na temelj, litoželezno ohišje, kakovost zobnikov 5 do 7, gonila turbin	1.06 ... 1.2
Srednje toga gonila, pritrnitev na jekleno konstrukcijo, industrijska gonila	1.1 ... 1.4
gonila z litim ohišjem	1.2 ... 2.2
gonila z varjenim ohišjem	

#### 5. Koeficient sunkov $K_I$

DELOVNI STROJ	Pogonski stroj		
	elektromotor	turbina večvaljni zgorevalni motor	enocilindrični zgorevalni motor
dinamostroj, podajno predležje, tračni transporter, mala dvigala, turbovetrila in kompresorji	1.1	1.25	1.5
glavna predležja obdelovalnih strojev, težka dvigala, mehanizmi za vrtenje žerjavov, prezračevalniki rudnikov, mešalniki, večcilindrske batne črpalke	1.25	1.5	1.76
štance, škarje, kalandri za gumo, valjarski in metalurški stroji, bagri, težke centrifuge in težke črpalke	1.75	2.0	2.25

## 6. Dinamični koeficient $K_v$



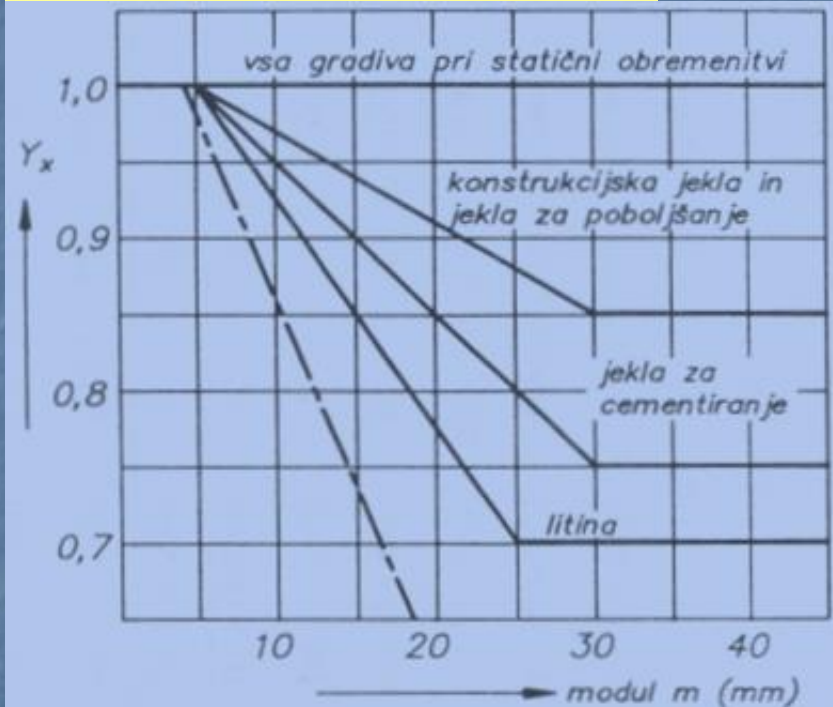
a) valjasti zobniki z ravnimi zobmi



$$\frac{z_1 v_t}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i}}$$

b) valjasti zobniki s poševnimi zobmi

## 7. Koeficient zarezne učinka $Y_x$



8. Trajna dinamična trdnost gradiva  $\sigma_{F \text{ lim}}$ 

Gradivo	Označba		Toplotna obdelava	Srednja hrapavost $R_{tm}$ $\mu\text{m}$	Trdota zobnika		Trajna trdnost		Natezna trdnost korena $R_m$ $\text{N/mm}^2$			
	1	2			3	4	na površini $\text{N/mm}^2$	v jedru $\text{N/mm}^2$		na boku $\sigma_{H \text{ lim}}$ $\text{N/mm}^2$	v korenu $\sigma_{F \text{ lim}}$ $\text{N/mm}^2$	5
Lito železo z lamelarnim grafitom	200	GG-20	–	6	HB = 1700	270	50	200				
	250	GG-25	–	6	HB = 2100	310	60	260				
	350	GG-35	–	6	HB = 2300	360	80	350				
Nodularna litina	400-18	GGG40.3	–	6-7	HB = 1700	360	200	800				
	600-3	GGG60	–	6-7	HB = 2500	490	220	1000				
	800-2	GGG80	–	6-7	HB = 2750	560	230	1200				
	900-2		–	6-7	HB = 3000	610	240	1300				
Temperna litina (črna)	P35-10	GTS-35-10	–	6	HB = 1400	360	190	800				
	P65-02	GTS-65-02	–	6-7	HB = 2350	490	230	1000				
Jeklena litina	–	GS-Cr5	–	4-5	HB = 1500	340	150	470				
	–	GS-22Mo4	–	4-5	HB = 1750	420	170	520				
Konstrukcijska jekla	Fe430-2	St44-2	–	6	HB = 1250	290	170	450				
	Fe490-2	St50-2	–	6	HB = 1500	340	190	550				
	Fe590-2	St60-2	–	6	HB = 1800	400	200	650				
	Fe690-2	St70-2	–	6	HB = 2080	480	220	800				



1	ISO	DIN	3	4	5	6	7	8	
Jekla za poboljšanje	-	C25	poboljšano	3	HV = 1400		440	170	600
	C45E4	Ck45	normalizirano	3	HV = 1850		590	200	800
	C60E4	Ck60	poboljšano	3	HV = 2100		620	220	900
	34Cr4	34Cr4	poboljšano	3	HV = 2600		650	260	900
	41Cr4	41Cr4	poboljšano	3	HV = 2600		650	270	950
	41CrMo4	42CrMo4	poboljšano	3	HV = 2800		670	290	1100
	36CrNiMo6	36CRNiMo6	poboljšano	3	HV = 3100		770	320	1300
Jekla za poboljšanje površinsko kaljena	C45E4	Ck45	površinsko kaljeno	3	HV10 = 5600	HV10 = 2200	1100	270	1000
	41Cr4	41Cr4	po obodu	3	HV10 = 6100	HV10 = 2700	1280	310	1150
	42CrMo4	42CrMo4	s korenoma zoba	3	HV10 = 6500	HV10 = 2750	1360	350	1300
Jekla za poboljšanje nitrirana	-	Ck45	nitriranje v kopeli	3	HV10 = 4000	HV10 = 2200	1100	350	1100
	-	42CrMo4		3	HV10 = 5000	HV10 = 2750	1220	430	1450
	-	42CrMo4	nitriranje v plinu	3	HV10 = 5500	HV10 = 2750	1220	430	1450
Jeklo za nitriranje		BiCrMoV9	nitriranje v plinu	3	HV10 = 7000	HV10 = 3200	1400	500	1500
Jekla za cementiranje	-	Ck15	cementirano in kaljeno	3	HV10 = 7200	HV10 = 1900	1600	230	900
	-	16MnCr5		3	HV10 = 7200	HV10 = 2700	1630	460	1400
	-	20MnCr5		3	HV10 = 7200	HV10 = 3300	1630	480	1500
	-	20CrMo5		3	HV10 = 7200	HV10 = 2700	1630	400	1300
	-	15CrNi6		3	HV10 = 2200	HV10 = 3100	1630	500	1600
	-	18CrNi8		3	HV10 = 7400	HV10 = 4000	1630	500	1700
Duraplast						110	50		

## 2) PRERAČUN NA BOČNO TRDNOST

Izračun bočne varnosti za oba zobnika:

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_x}{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\epsilon\beta} \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_I \cdot K_v}} \geq S_{H \text{ min}}$$

Koeficient naj bo v mejah  $S_{H \text{ min}} = 1,25$  do  $1,3$ , le v izjemnih primerih je  $S_H = 1,6$ .

### a) Koeficient elastičnosti $Z_E$

Gradivo pastorek/zobnik	$Z_E [\sqrt{N/mm^2}]$
jeklo/jeklo	190
jeklo/sivo litino	165
jeklo/sivo litino 200	146
NL 50/nodularno litino 500-7/400-15	174
jeklo/nodularno litino 666-50/666-16	181
jeklo/CuSn8	160
jeklo/duroplast	56

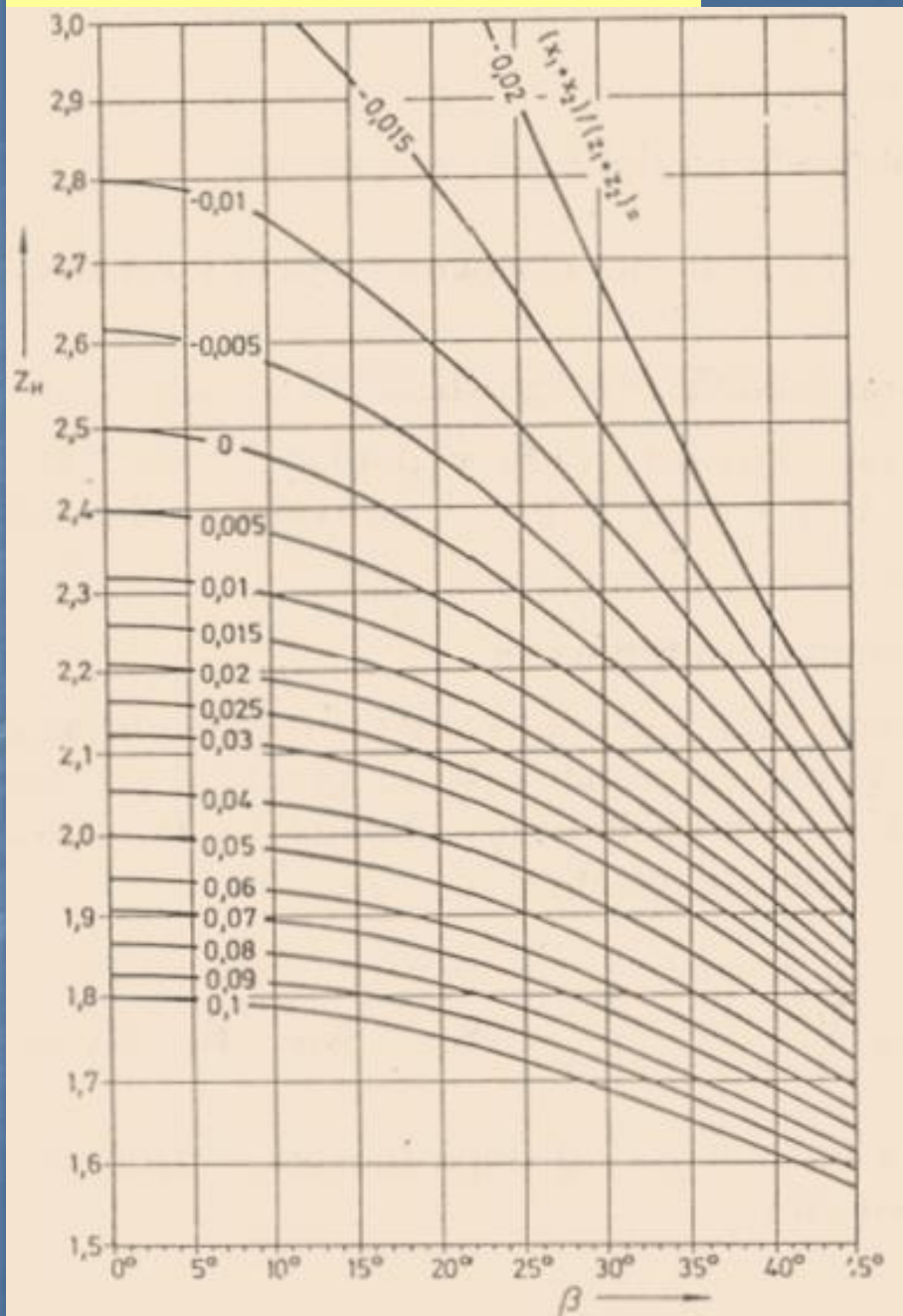
### b) Koeficient velikosti, mazanja in obdelave zob $Z_x$

Za module  $m \leq 5$  mm je  $Z_x = 1$ .

Za module  $m = 5$  do  $10$  je  $Z_x = 0,98$  do  $0,92$ .

Vrednosti veljajo za dobro mazane zobnike.

### c) Koeficient oblike zobnega boka $Z_H$



### d) Bočni koeficient stopnje ubiranja $Z_{\epsilon\beta}$

$$Z_{\epsilon\beta} \geq Z_{\epsilon} \cdot Z_{\beta}$$

Za valjaste zobnike z ravnimi zobmi:

$$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3}}$$

Za valjaste zobnike s poševnimi zobmi:

$$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha}}}$$

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta}$$

### e) Bočni koeficient razdelitve sile na zobe $K_{H\alpha}$

- Za zobe izdelane s kvaliteto ozobja 7 do 8, je pri zobnikih z ravnimi ali poševnimi zobmi  $K_{H\alpha} = 1$ .

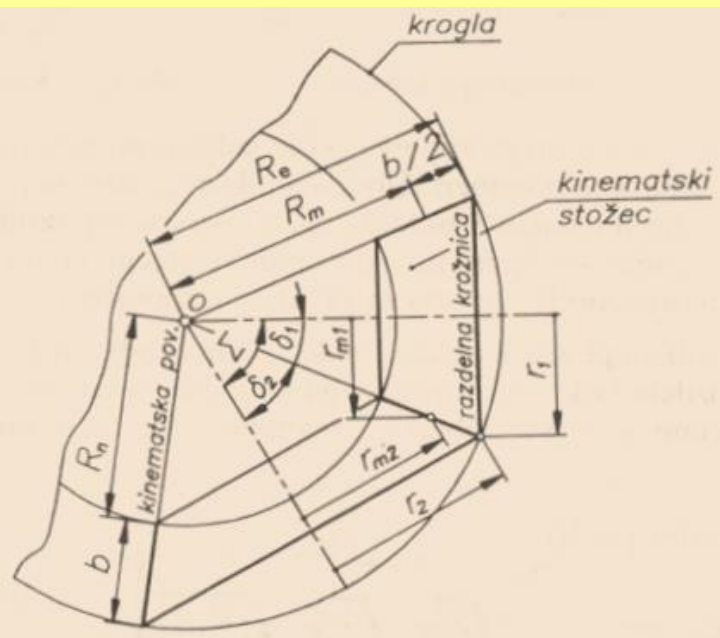
- Za grobo ozobje velja  $K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_{\epsilon}^2}$

### f) Bočni koeficient porazdelitve sile vzdolž zoba $K_{H\beta}$

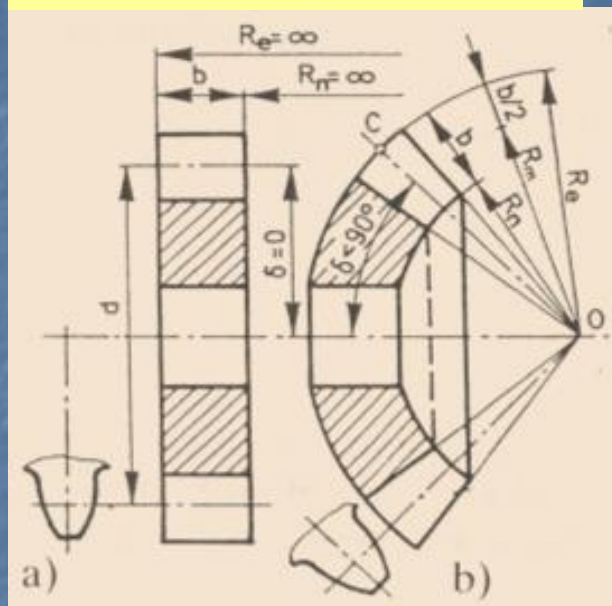
$$K_{H\beta} = K_{F\beta}$$

# Stožčasti zobniki

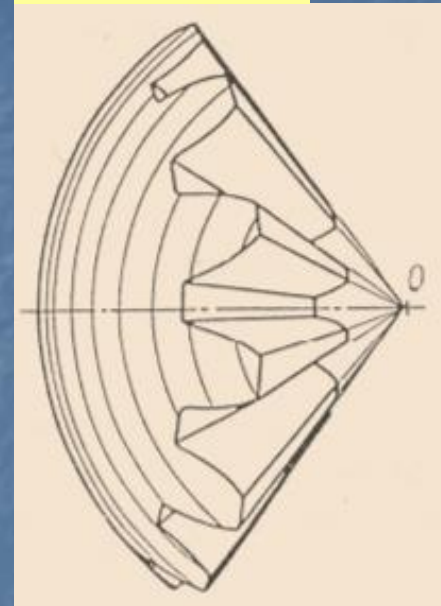
Kinematske površine in kot med osema  $\Sigma$



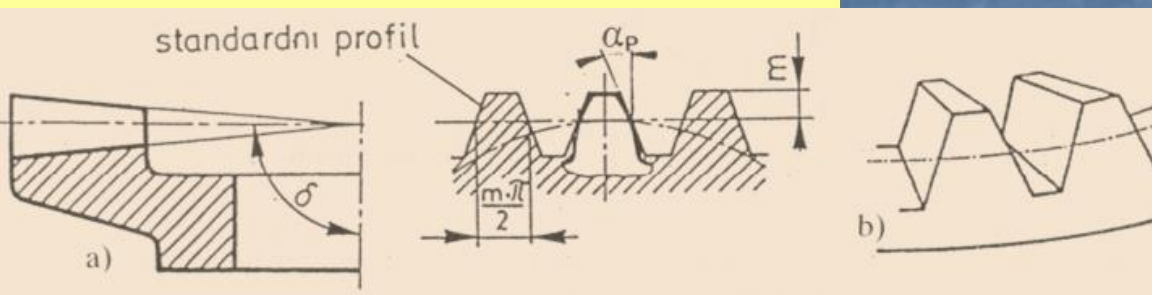
Nastanek stožčastega zobnika



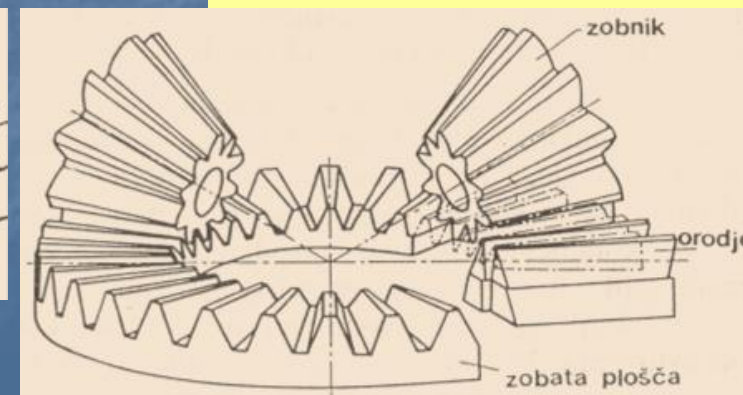
Krogelni izsek



a) Zobata plošča, b) Ravni boki zobate plošče



Zobata plošča in obdelovalec



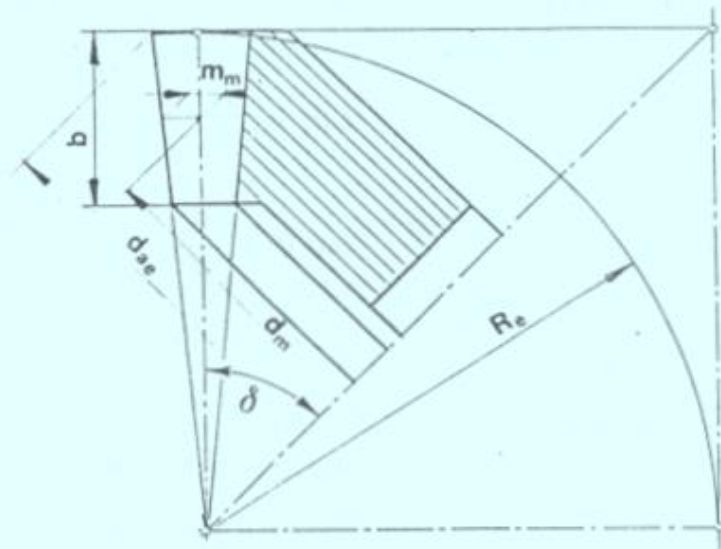
- Stožčasti zobniki z ravnimi zobmi: do  $v=6$  m/s, če so brušeni do  $v=20$  m/s
- Stožčasti zobniki s poševnimi zobmi: do  $v=40$  m/s
- Stožčasti zobniki z zavitimi zobmi:  $v=30 - 60$  m/s

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{i + \cos \Sigma}$$

Geometrijske mere stožčastih zobnikov z ravnimi zobmi



Pri kotu  $\Sigma = 90^\circ$  velja:  
 $\tan \delta_1 = \frac{1}{i}$  in  $\tan \delta_2 = i$

Geometrijske mere

premer razdelnega kroga:

$$d_c = m \cdot z$$

premer temenskega kroga:

$$d_{ae} = d + 2 h_a \cdot \cos \delta$$

premer vznožnega kroga:

$$d_{fe} = d - 2 h_f \cdot \cos \delta$$

razdelek:

$$p = m \cdot \pi$$

dolžina stranice  
stožca na razdelnem premeru:

$$R_c = \frac{d_c}{2 \sin \delta} \geq 3 b$$

temenski kot:

$$\tan \vartheta_a = \frac{h_a}{R_c}$$

korenski kot:

$$\tan \vartheta_f = \frac{h_f}{R_c}$$

temenski kot stožca:

$$\delta_a = \delta + \vartheta_a$$

korenski kot stožca:

$$\delta_f = \delta - \vartheta_f$$

srednji premer:

$$d_m = d - b \cdot \sin \delta$$

srednji modul:

$$m_m = \frac{d_m}{z}$$

nadomestno število zob:

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$$

višina zobnega vrha:

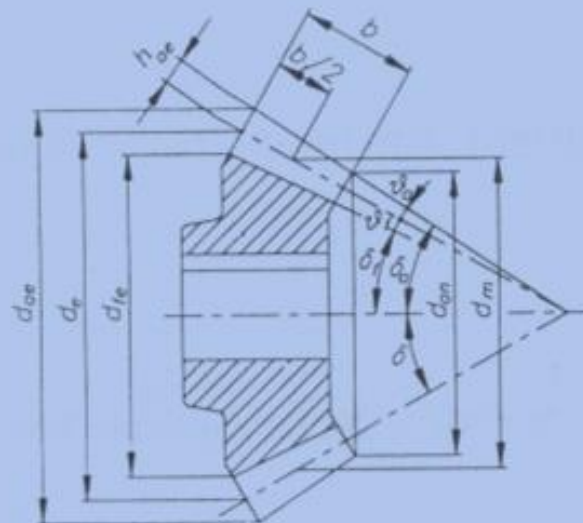
$$h_a = m$$

višina zobnega korena:

$$h_f = h_a + (0,1 \dots 0,3) m$$

normalno:

$$h_f = h_a + 0,2 m = 1,2 m$$



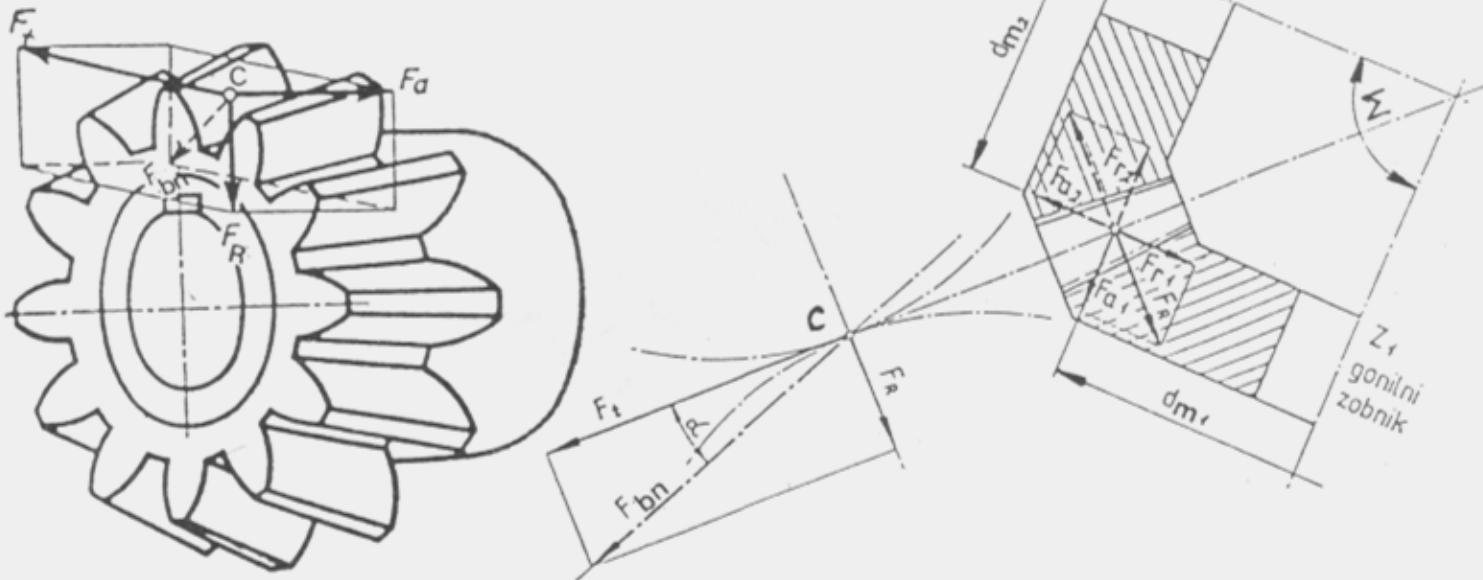
## Sile na stožčasti zobniški dvojici z ravnimi zobmi

- obodna sila  $F_t$  je usmerjena tangencialno na srednji premer zobnika  $d_m$ ;
- radialna sila  $F_R$  je usmerjena pravokotno na os zobnika (vrtenja);
- aksialna sila  $F_a$  je vzporedna osi zobnika.

Navedene sile izračunamo iz vrtilnega momenta  $T_1$ , ki ga mora gonilni zobnik prenašati na gnani zobnik:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \quad [\text{Nm}] \quad (6-52)$$

$$\text{Tangencialna sila: } F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \quad [\text{N}] \quad (6-53)$$



Sila  $F_R$  se razdeli na dve komponenti, in sicer na aksialno in radialno komponento zobnika. Sili delujeta v smeri osi zobnika (aksialna)  $F_a$  in pravokotno na os zobnika (radialna)  $F_r$ .

Aksialna sila:

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \alpha \sin \delta_2$$

Radialna sila:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1$$

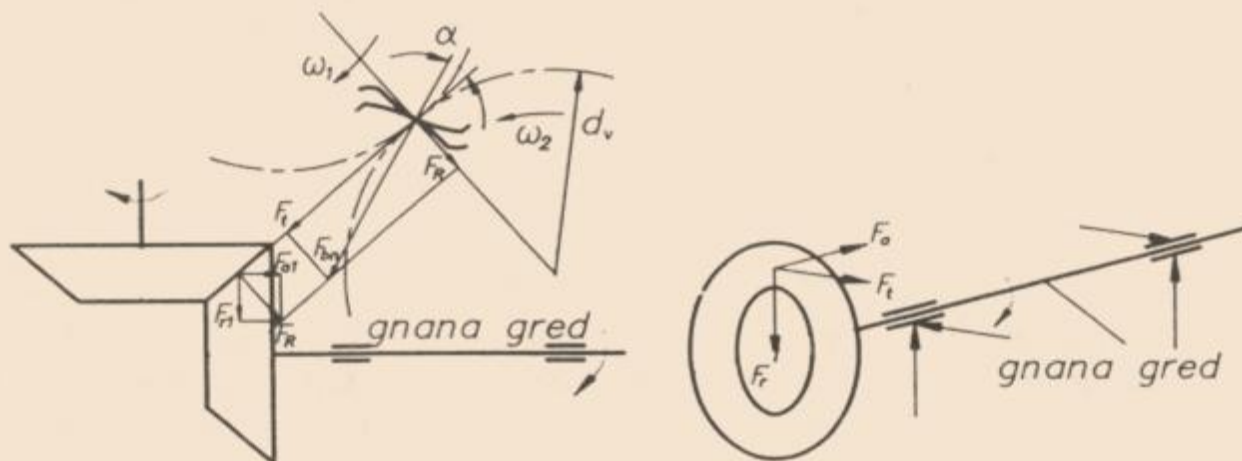
$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \cos \delta_2$$

Kadar je kot med osema  $\Sigma = 90^\circ$ , je:

$$F_{a1} = F_{r2} \text{ in } F_{a2} = F_{r1}$$

Kadar je kot med osema  $\Sigma = 90^\circ$ , je:  $F_{a1} = F_{r2}$  in  $F_{a2} = F_{r1}$

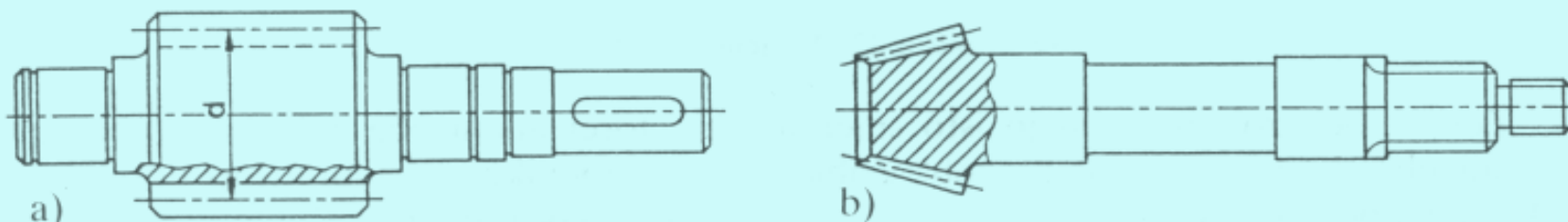
Sile na stožčastih zobnikih obremenjujejo gred in ležaje, kot kaže slika 6.40.



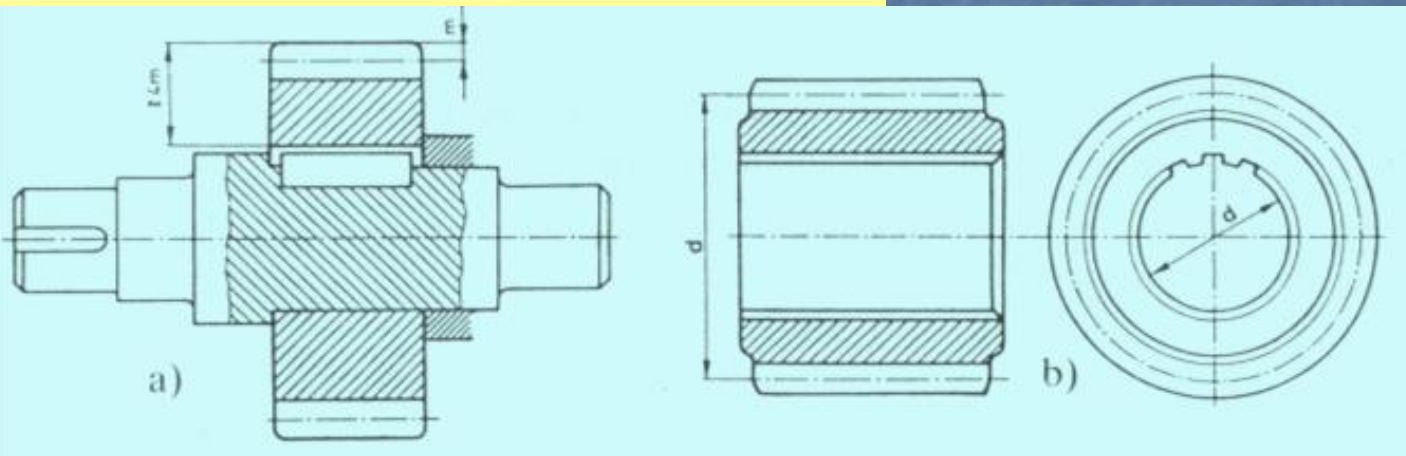


# Konstruksijske izvedbe zobnikov

Zobnik in gred v enem kosu (Pastorek): a) Valjasti zobnik, b) Stožčasti zobnik



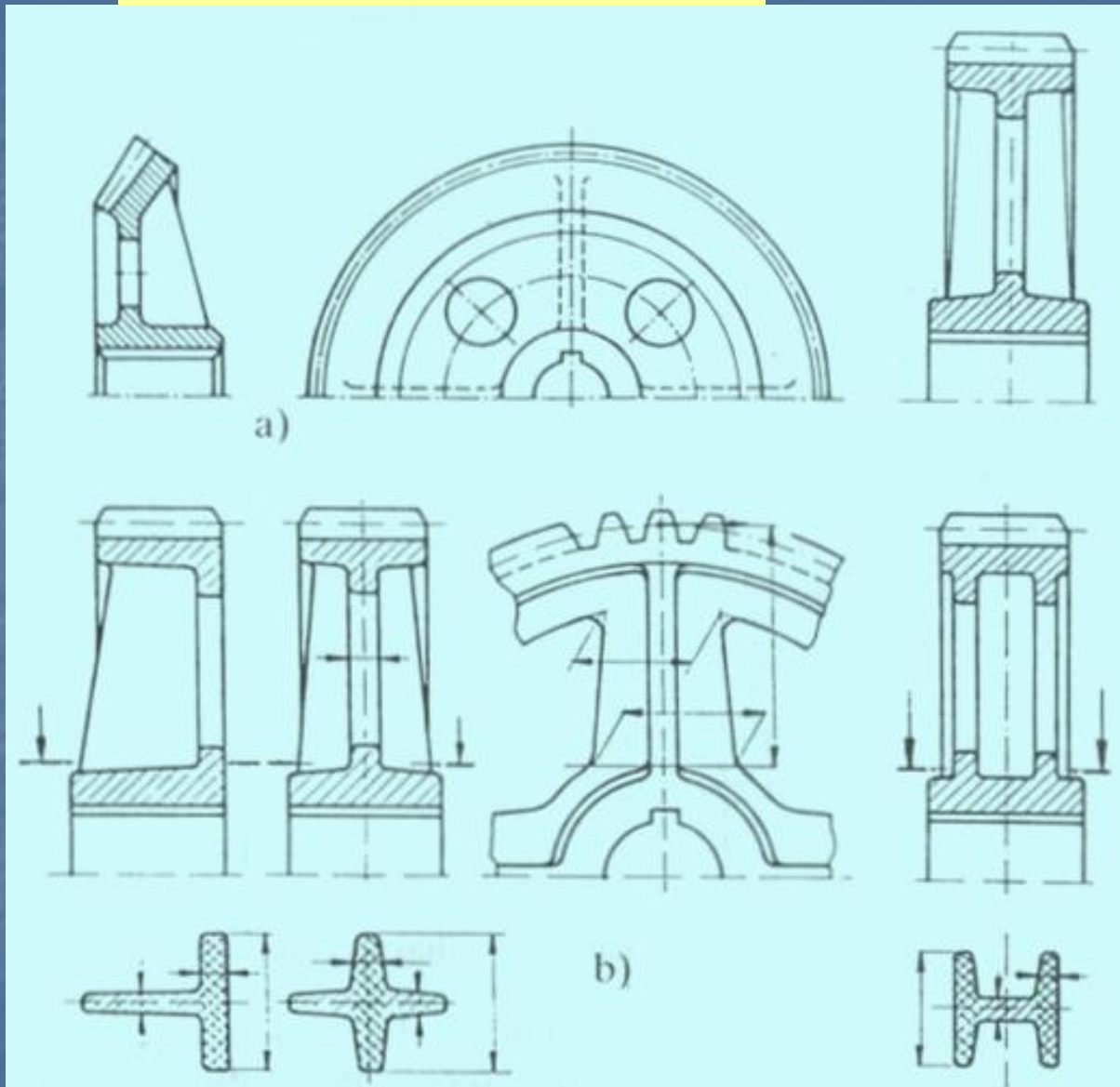
a) Izvedba z moznikom, b) Zveza z utorno gredjo



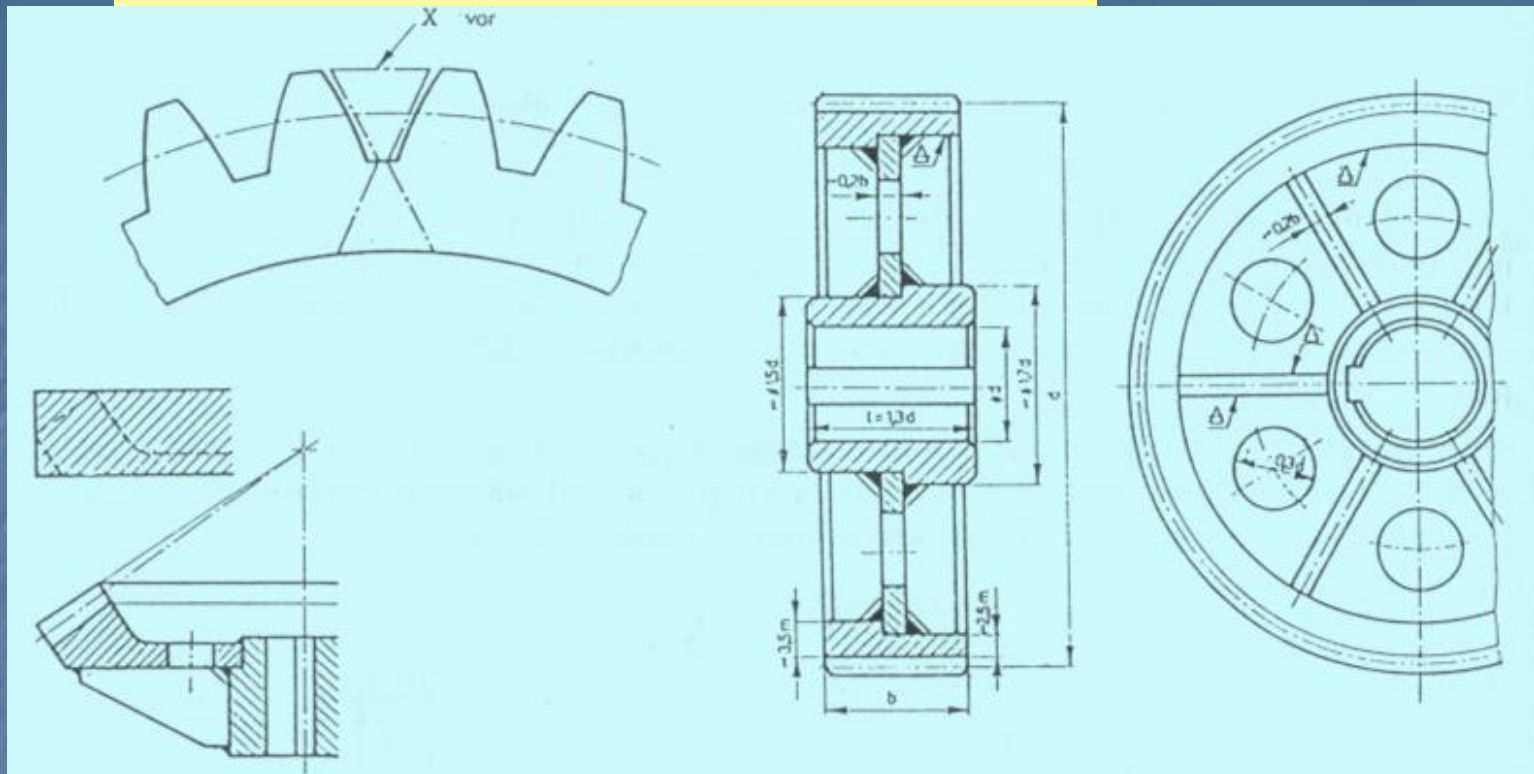
Konstruksijske oblike  
srednje velikih zobnikov



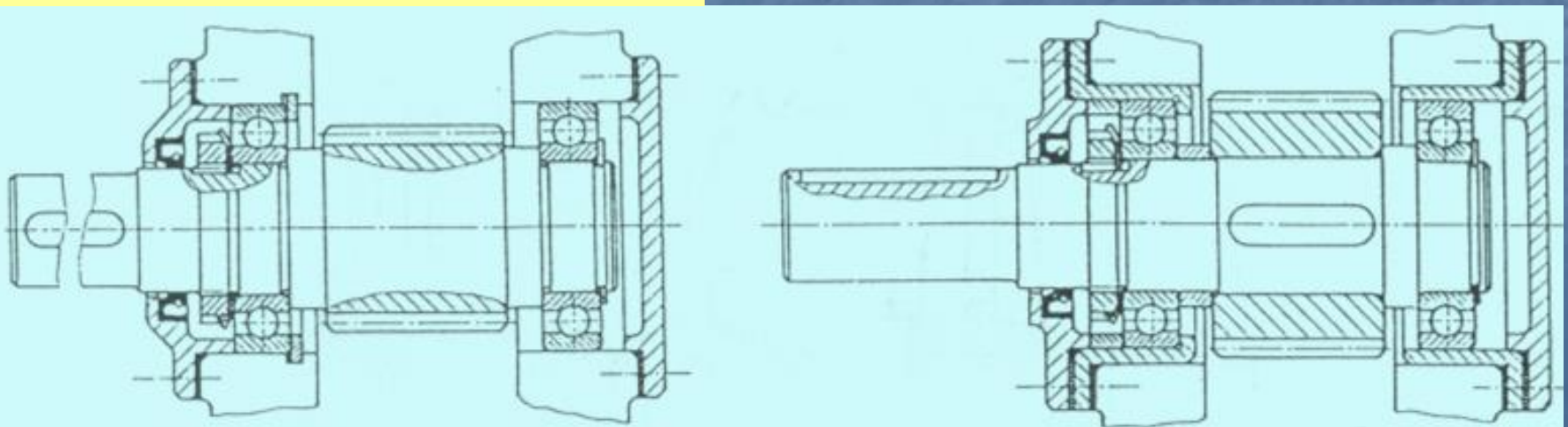
# Konstruktivske oblike ulitih zobnikov



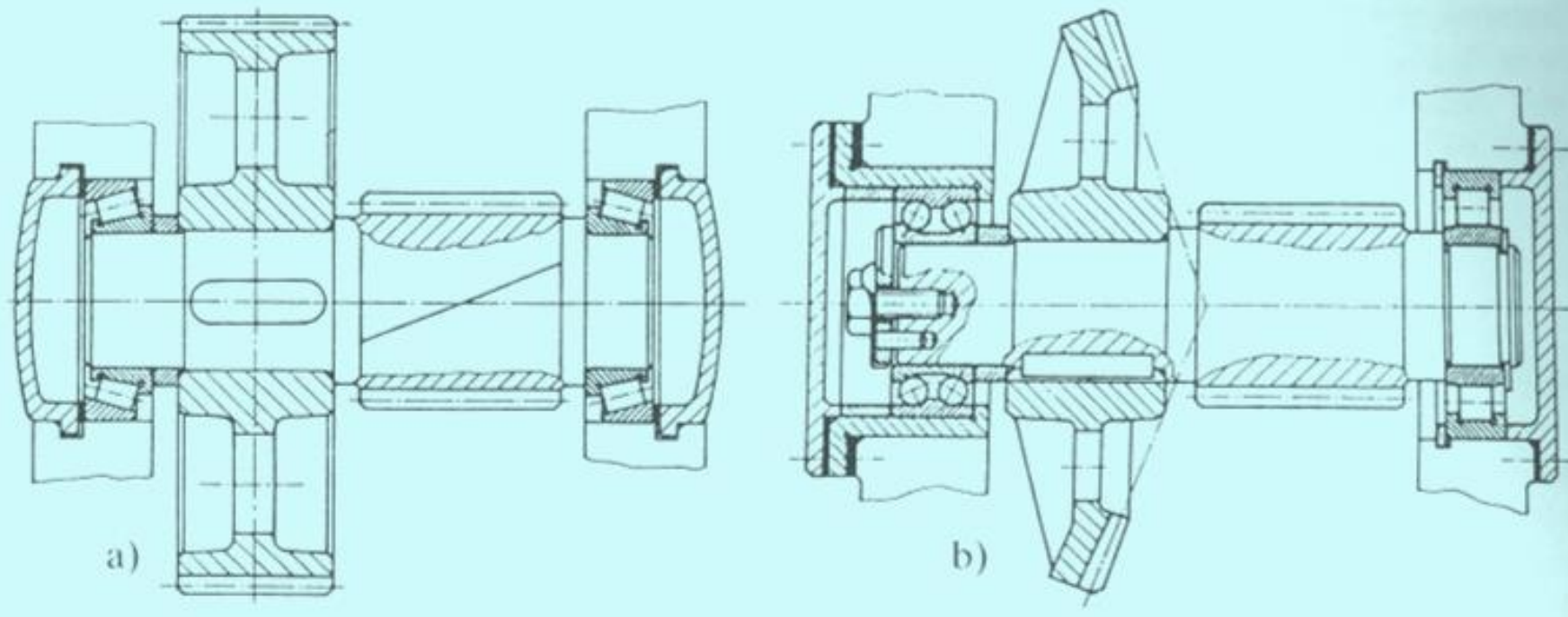
# Konstruktivske oblike zobnikov izdelanih z varjenjem



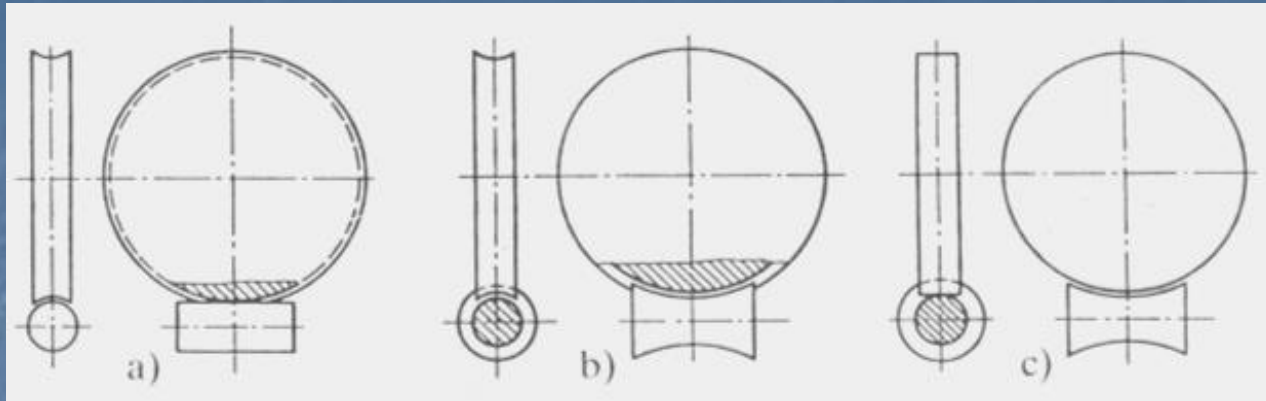
## Uležajenje gredi, na kateri je valjasti zobnik



Uležajenje gredi, na kateri so: a) Valjasti zobniki s poševnimi zobmi, b) Stožčasti in valjasti zobniki



# Polžasta gonila



- a) valjasti polž, globoidni polžasti zobnik  
b) globoidni polž, globoidni polžasti zobnik  
c) globoidni polž, valjasti polžasti zobnik

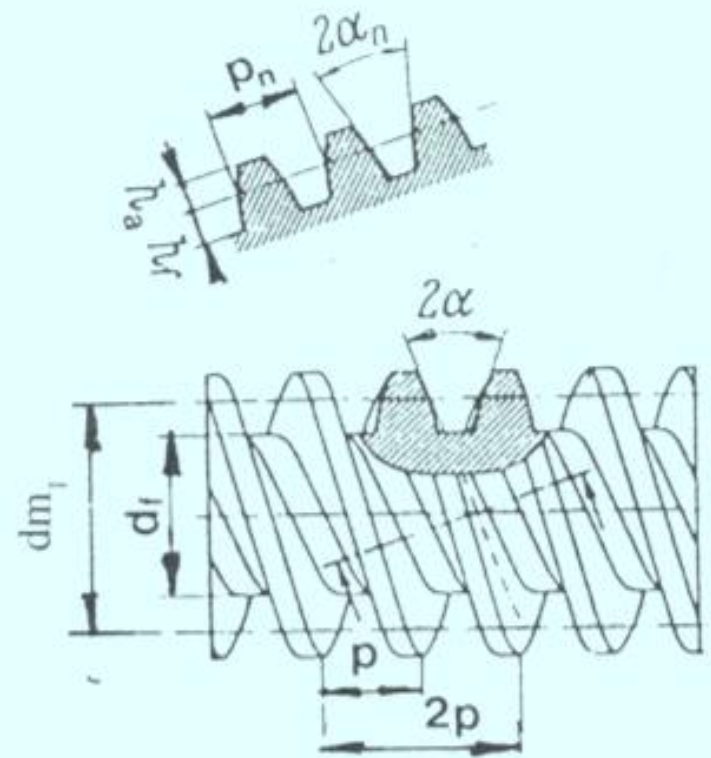
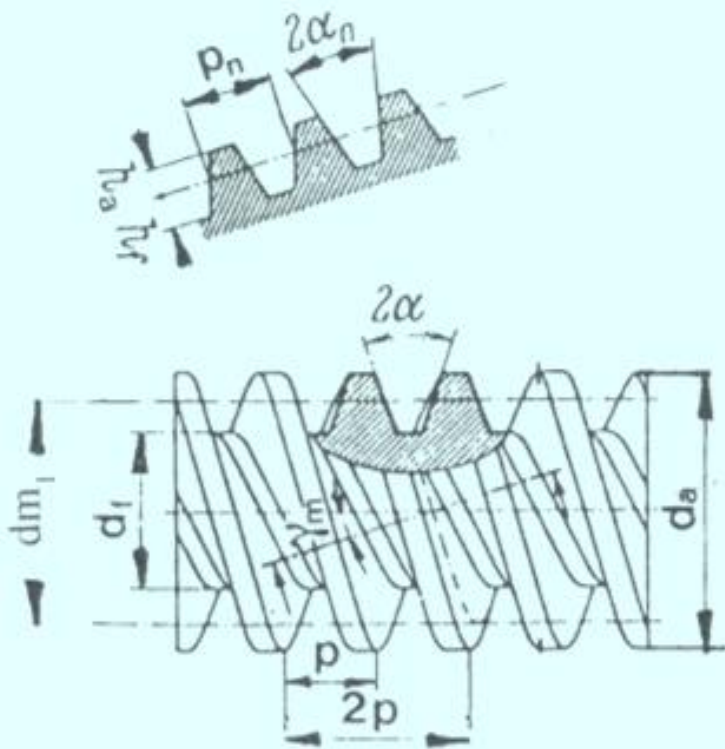
## Prednosti polžastih gonil

- a) Prestavna razmerja  $i \leq 100$  in moči do 1 MW
- b) Mirno in tiho obratovanje
- c) Večje število zob pri sočasnem dotiku
- d) Dolga doba trajanja pri natančni izdelavi, pravilni montaži, mazanju in pravilni izbiri gradiva
- e) Relativno dober izkoristek ( Večstopenjski do 95%, sicer pod 50% )
- f) Relativno lahka gonila za prenos velikih moči
- g) Samo zapornost ( pri tem je izkoristek pod 50% )

## Slabosti polžastih gonil

- Relativno slab izkoristek
- Odvajanje toplote pri gonilih s slabim izkoristkom

## Geometrijske mere polža in polževega kolesa



Posamezne geometrijske veličine pomenijo:

$d_{m1}$  ... premer srednjega valja polža

$d_{a1}$  ... premer temenskega valja polža

$d_{f1}$  ... premer vznožnega valja polža

$p = m \cdot \pi$  ... razdelek v aksialnem prerezu

$p_n = p \cdot \cos \gamma_m$  ... razdelek v normalnem prerezu

$\tan \gamma_m = \frac{m \cdot z_1}{d_{m1}}$  ... srednji kot vzpona vijačnice

$z_1$  ... število stopenj polža

$\alpha$  ... ubirni kot v aksialnem prerezu

$\alpha_n$  ... ubirni kot v normalnem prerezu

$\alpha_n = 20^\circ$  pri  $\gamma_m$  do  $15^\circ$

$\alpha_n = 22,5^\circ$  pri  $\gamma_m = 15^\circ$  do  $25^\circ$

$\alpha_n = 25^\circ$  pri  $\gamma_m = 25^\circ$  do  $35^\circ$

$m$  ... standardni modul, podan v tabeli 6.15. Modula v normalnem in aksialnem prerezu sta v razmerju srednjega kota vzpona vijačnice:

$$\cos \gamma_m = \frac{m_n}{m}$$

**Tabela 6.15.** Standardni modul  $m$  ZA polža in polžasti zobnik

$m$	[mm]	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
-----	------	---	------	-----	---	-----	------	---	---	-----	---	----	------	----	----

## 1. Geometrijske mere polža

Premer srednjega valja polža  $d_{ml}$  določimo glede na premer gredi  $d_g$ . Če sta polža in gred iz istega kosa, velja:

$$d_{ml} \approx 1,4 d_g + 2,5 \text{ m [mm]}$$

Če je polž nasajen na gred, je:

$$d_{ml} \approx 1,8 d_g + 2,5 \text{ m [mm]}$$

Premer temenskega valja  $d_{al}$ :

(6-62)

$$d_{al} = d_{ml} + 2 \text{ m}$$

Premer vznožnega valja  $d_{fl}$ :

$$d_{fl} = d_{ml} - 2,4 \text{ m}$$

Širino polža  $b_1$  izračunamo po enačbi:

$$b_1 \geq 2 \text{ m} \sqrt{z_2 - 1} \text{ [mm]}$$

V enačbi pomeni  $z_2$  število zob polžastega zobnika.

Splošno velja, da je minimalno prestavno razmerje  $i_{min} \approx 5$ , največje praktično prestavno razmerje pa se giblje v območju  $i_{max} \approx 50 \dots 60$ . Pri še večjih prestavnih razmerjih pa že dobimo velike izmere gonila in znatno obrabo polža.

Prestavno razmerje polžastega gonila izračunamo z enačbo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

(6-63)



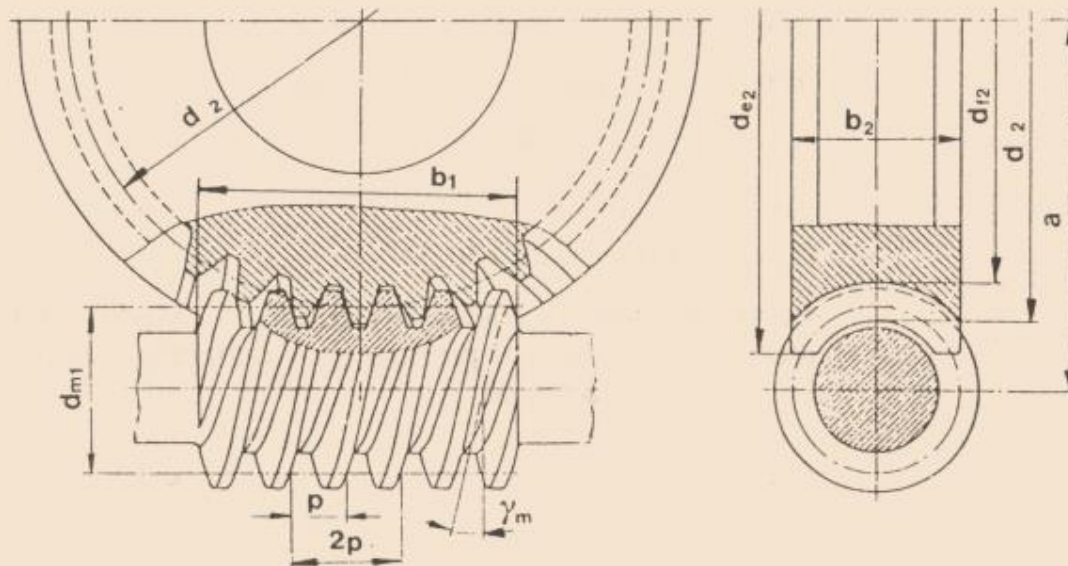
Število stopenj polža izberemo glede na prestavno razmerje, ki ga moramo doseči:

$z_1 = 1$  izberemo  $i > 30$

$z_1 = 2$  izberemo  $i > 15$  do 30

$z_1 = 3$  izberemo  $i > 10$  do 15

$z_1 = 4$  izberemo  $i > 5$  do 10



## 2. Geometrijske mere polžastega zobnika

Geometrijske mere za polžasti zobnik so razvidne na sliki 6.57 in jih izračunamo po naslednjih enačbah:

– premer razdelnega kroga polžastega zobnika:

$$d_2 = m \cdot z_2 \text{ [mm]}$$

– premer temenskega kroga:

$$d_{a2} = d_2 + 2m \text{ [mm]}$$

– premer vznožnega kroga:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m \text{ [mm]} \quad (6-64)$$

– zunanji premer polžastega zobnika:

$$d_{e2} = d_{a2} + m \text{ [mm]}$$

– širina polžastega zobnika:

$$b_2 \approx 0,45 (d_{a1} + 4 \cdot m) \text{ za zobnik iz sive litine ali bakrove zlitine}$$

$$b_2 \approx 0,45 (d_{a1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m \text{ za zobnik iz aluminijeve zlitine}$$

## 3. Medosni razmik na polžastem gonilu:

$$a_0 = \frac{d_{m1} + d_2}{2} \quad (6-65)$$

### 6.16.4. Izkoristek polžastega gonila

Kadar je polž gonilni, izračunamo izkoristek ubiranja pri polžastem gonilu po enačbi:

$$\eta_P = \frac{\tan \gamma_m}{\tan (\gamma_m + \varrho')} ; \quad \tan \varrho' = \frac{\mu}{\cos \alpha_m} = \mu' \quad (6-66)$$

$\varrho'$  je torni kot, odvisen tudi od obodne hitrosti polža  $v_g$ . Za hitrosti  $v_g = 0,5$  do  $2 \text{ m/s}$  je  $\mu' \approx 0,04$ , za hitrosti  $v_g = 4$  do  $10 \text{ m/s}$  je  $\mu' \approx 0,02$ .

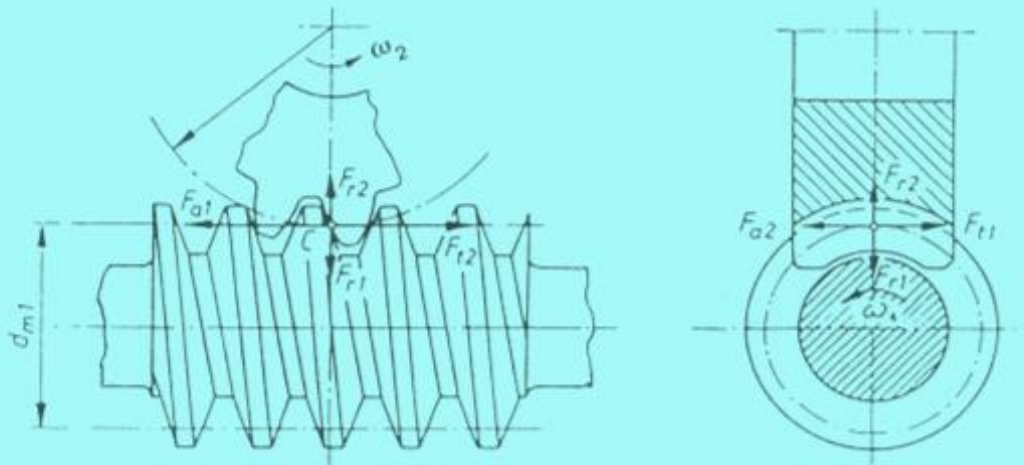
Obodno hitrost polža izračunamo po enačbi:

$$v_g = \frac{d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cos \gamma_m} \text{ [m/s]} \quad \text{Izkoristek} \quad (6-67)$$

Skupni izkoristek polžastega gonila  $\eta$  je sestavljen iz izkoristka polžaste dvojice  $\eta_p$ , ležajev  $\eta_L$ , ki je sestavljen iz izkoristka uležajenja polža  $\eta_{lp}$  in polžastega zobnika  $\eta_{lz}$  tako da je  $\eta_L = \eta_{lp} \cdot \eta_{lz}$ , ter izkoristka tesnil med gredjo in ohišjem  $\eta_t$ . Skupni izkoristek je podan z enačbo:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_L \cdot \eta_t$$

Za enostopenjsko polžasto gonilo je  $\eta \approx 0,65$  in se povečuje, če se večja število stopenj polža.



Slika 6.58. Sile na polžu in polžastem zobniku

Sile na dotiku zob polža in polžastega zobnika izračunamo po enačbi:

a) tangencialna sila na polžu:

$$F_{t1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \text{ [N]}$$

b) aksialna sila na polžu:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma_m + \varrho')} \text{ [N]}$$

c) radialna sila na polžu:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cos \varrho' \tan \alpha_n}{\tan(\gamma_m + \varrho')}$$

Polžev zobnik drži ravnotežje silam na polžu, zato velja:

– tangencialna sila na polžastem zobniku je enaka aksialni sili polža:

$$F_{t2} = F_{a1}$$

– radialna sila na polžu je enaka radialni sili na polžastem zobniku:

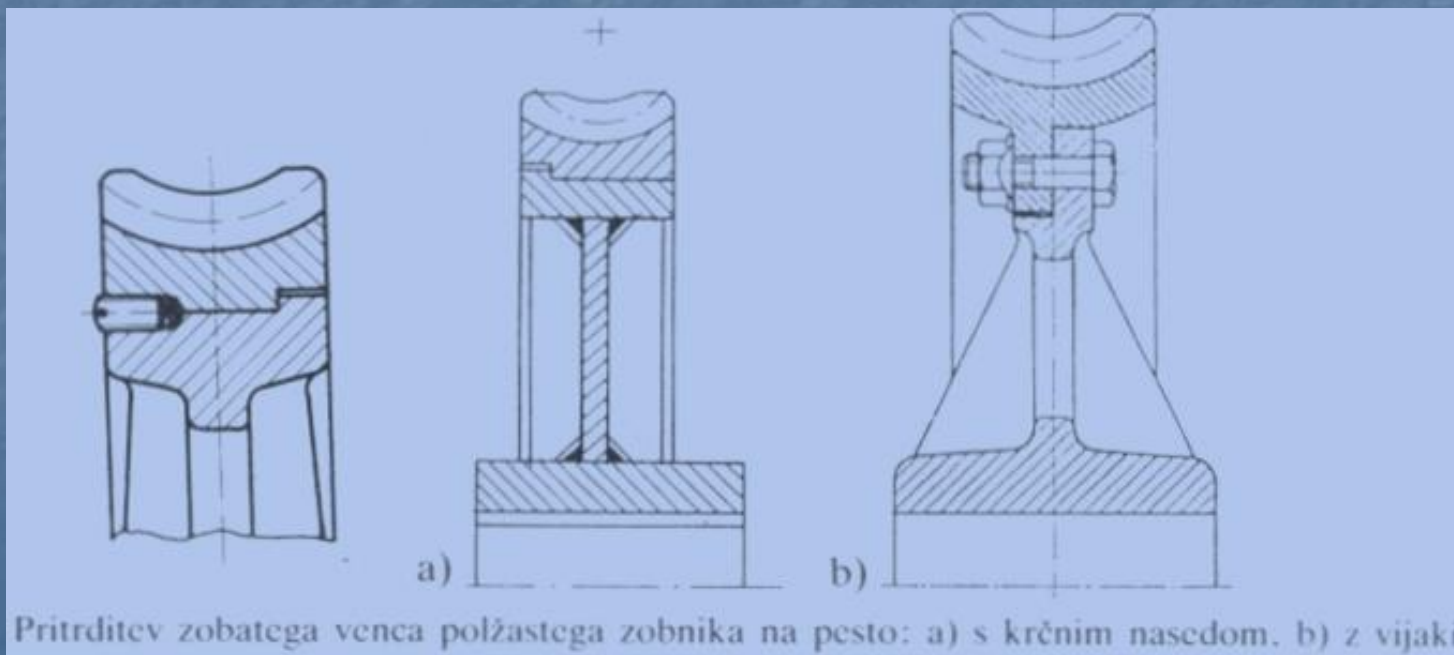
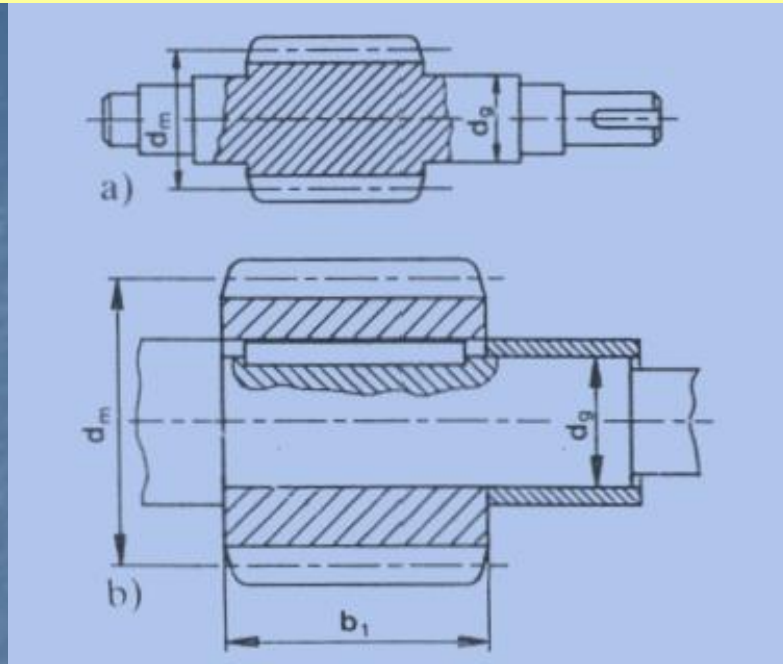
$$F_{r2} = F_{r1}$$

– aksialna sila polžastega zobnika je enaka tangencialni sili polža:

$$F_{a2} = F_{t1}$$

Smer sil na dotikajočih se bokih zob je odvisna od smeri vrtenja polža in smeri nagiba vijačnice (slika 6.58).

# Konstruktivske oblike polža in polževega kolesa



# Gradiva za polža in polževo kolo

Polž		Polžasti zobnik	
ISO	DIN	ISO 185	DIN 1691
Fe590-2	St60-1	1. 150, 200	GG-15, GG-20
Fe690-1	St70-1	250	GG-25
		350	GG-35
A Jeklo za poboljšanje		2. 300	GG-30
	C45	600-3	GGG-60
	C60	700-2	GGG-70
	34CrMo4	(ISO 1083)	(DIN 1693)
	42CrMo4	3. C.Cu Sn 12	
		C.Cu Sn 10 Zn2.03	
		(bronz)	
Polž		Polžasti zobnik	
B Jeklo za cementiranje in kaljenje		4. P.Cu Sn 12	
	C15		
	17Cr3	5. AlCu4MgTi aluminijeva zlitina	
	16MnCr5		
		6. poliamid, umetna snov	

utrjeno in poboljšano

**Tabela 6.17.** Način izbire gradiv za ubiranje po tabeli 6.16

Polž	Polžasti zobnik	Uporaba	
A	1	majhna drsna hitrost in majhna obremenitev; dvigala, splošna strojogradnja, obdelovalni stroji	
	2	majhna drsna hitrost za večje obremenitve; dvigala, splošna strojogradnja, obdelovalni stroji	
	3	pri srednjih obremenitvah in vrtilnih hitrostih	zobniška gonila vseh vrst, univerzalna gonila, gonila in menjalniki vozil
	4	pri visokih obremenitvah in srednjih vrtilnih hitrostih	
B	1...4 5 in 6	kot pri parjenju pri A z 1...4, pri višji vrtilni hitrosti korozijsko obstojno, za majhne obremenitve lahke konstrukcije, zobniška gonila instrumentov	