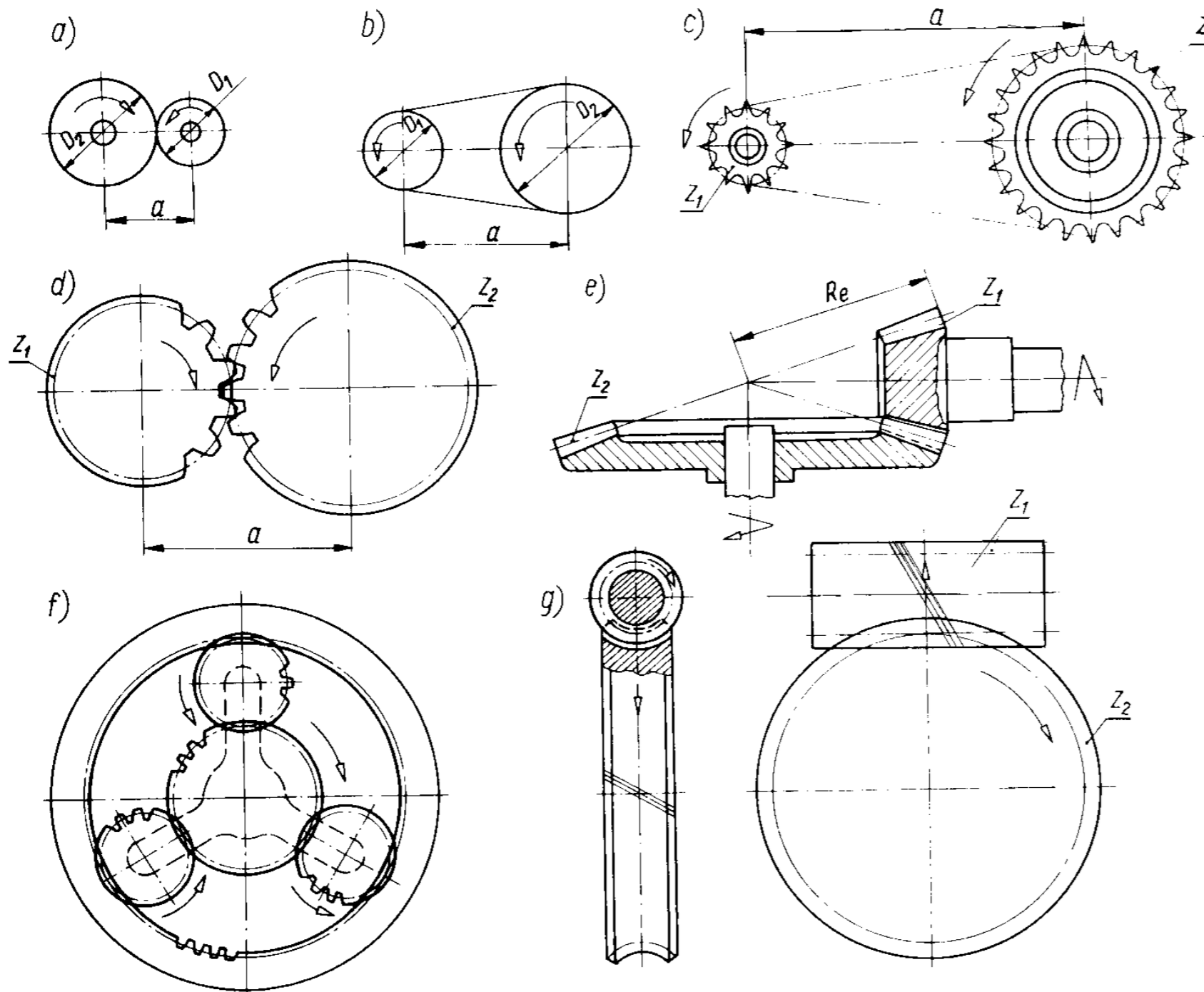
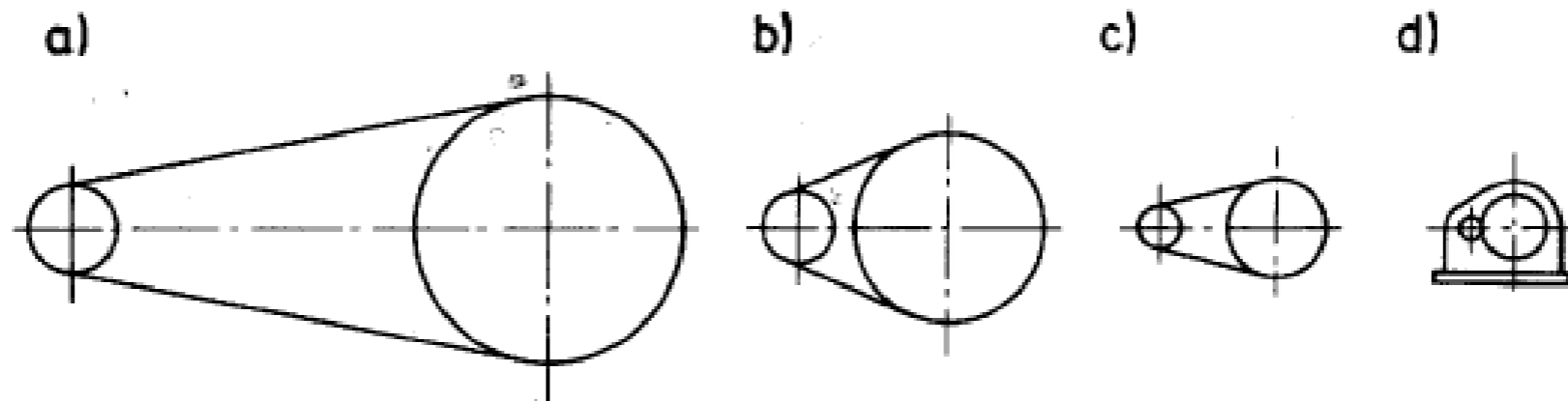


Typy przekładni mechanicznych

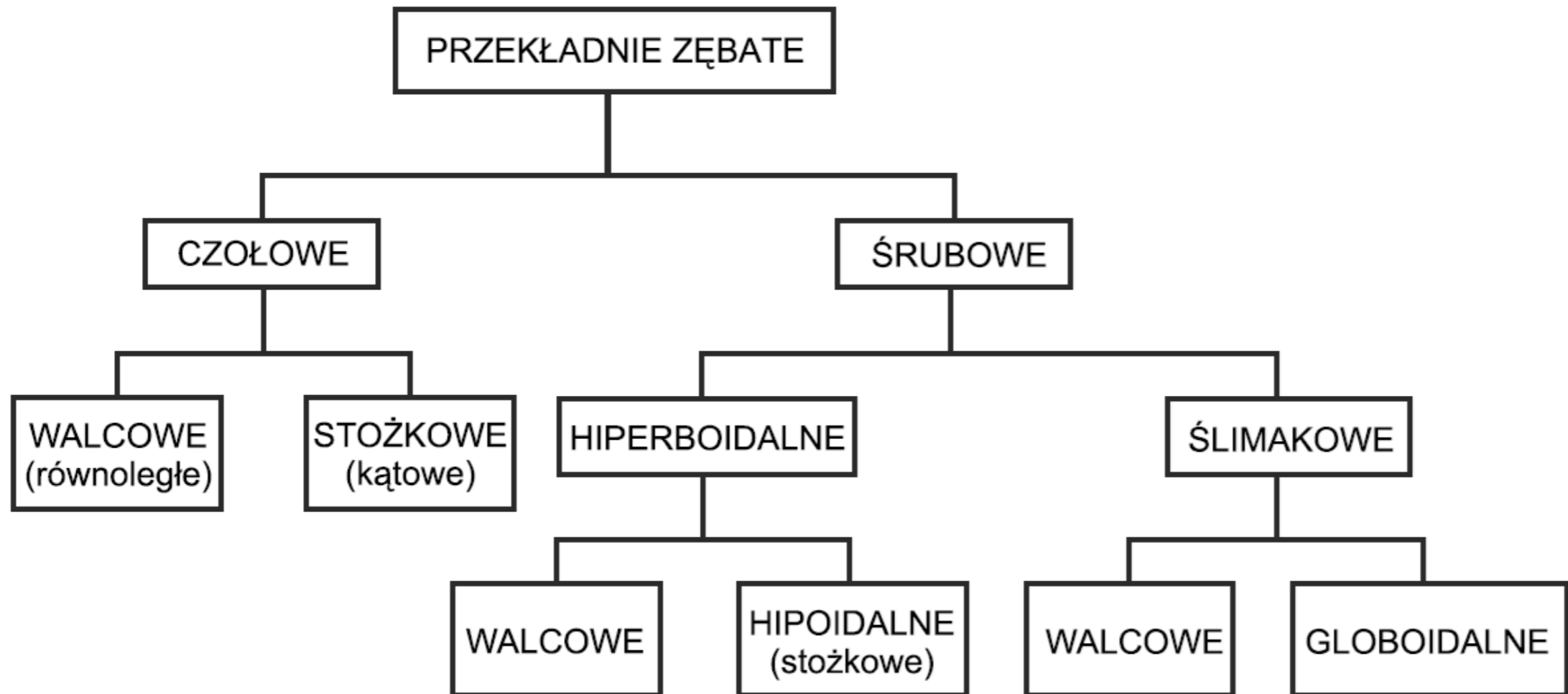


Porównanie przekładni mechanicznych

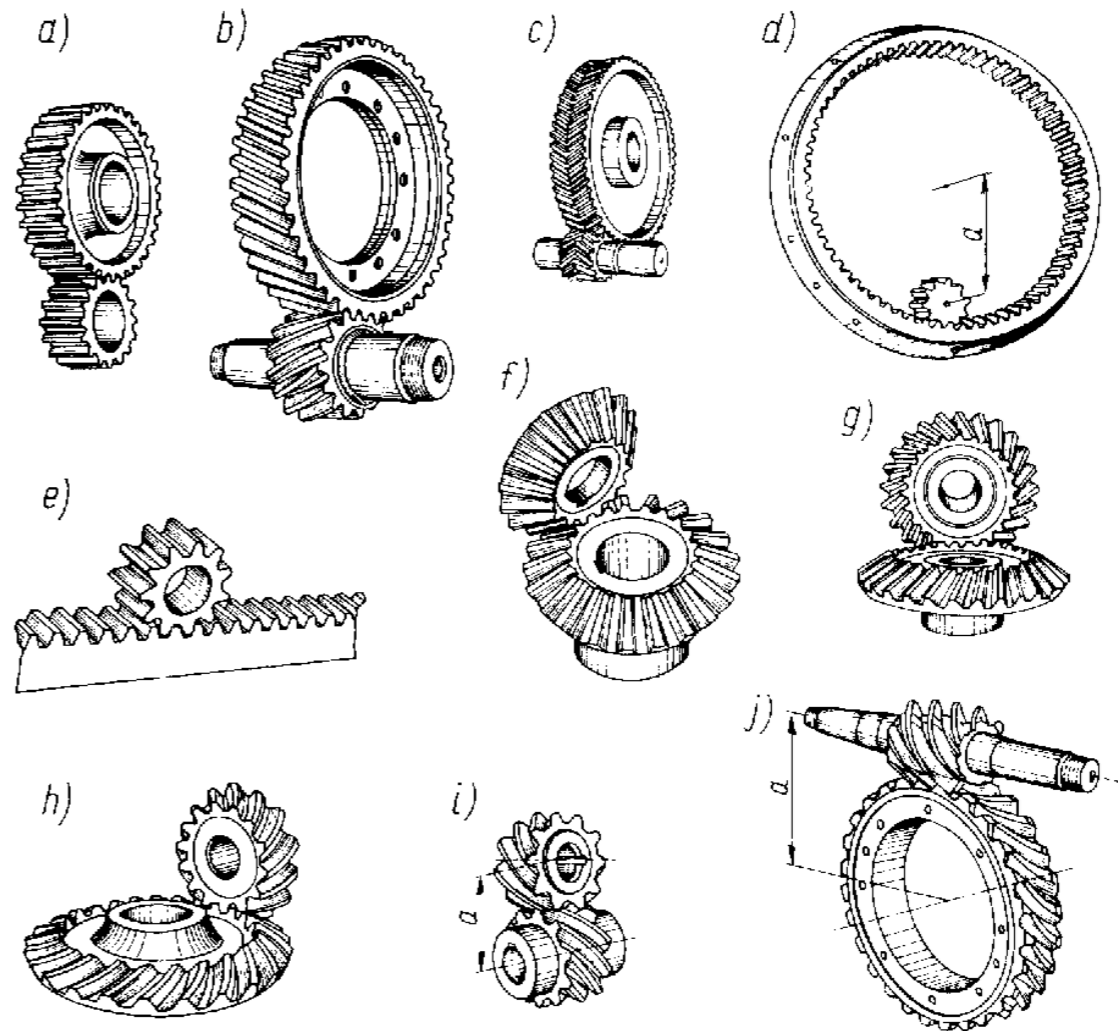
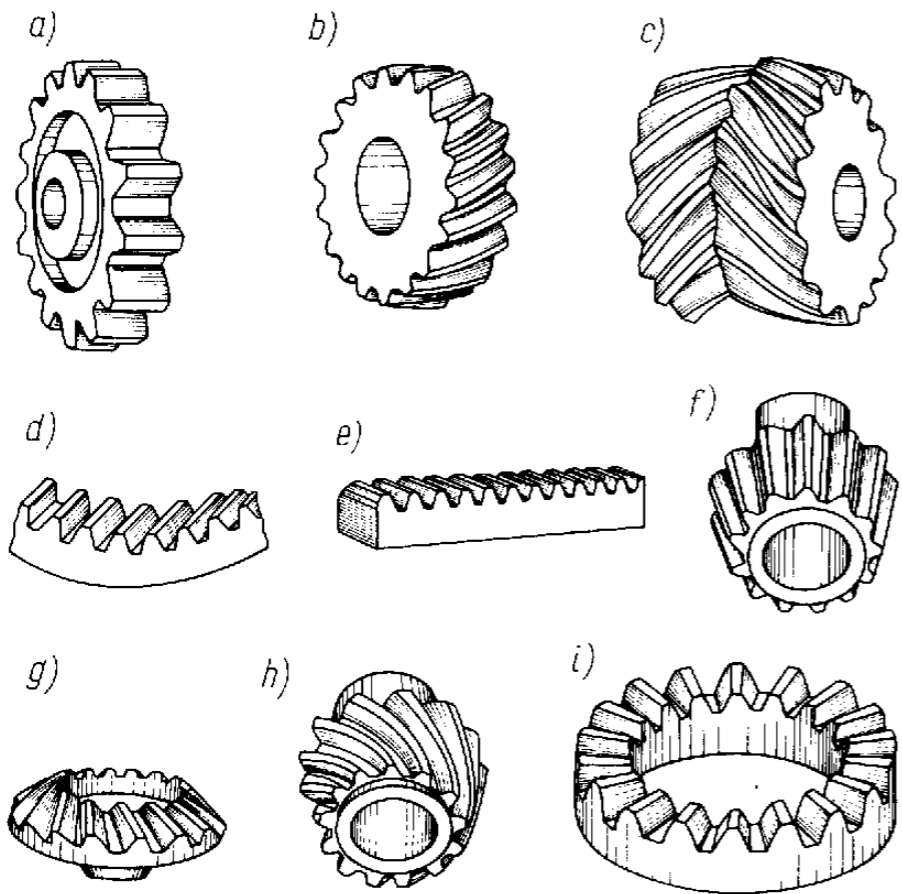
Rodzaj przekładni	Moc graniczna kW		Przełożenie		Prędkość graniczna			Sprawność	Osiągalny wskaźnik	
	zwykle	osiągalna	zwykle	osiągalna	obrotowa obr/min	obwodowa, m/s			objętości dm ³ /kW	masy kg/kW
						zwykle	osiągalna			
Zębata walcowa o stałych osiach	3000	60000	1 ÷ 8	16	100 000	50	200	0,98 ÷ 0,99	0,8 ÷ 0,2	1,8 ÷ 0,4
Zębata walcowa planetarna	2000	30000	3 ÷ 12	35	60 000	50	100	0,98 ÷ 0,99	0,4 ÷ 0,15	1,0 ÷ 0,2
Zębata stożkowa o stałych osiach	500	4000	1 ÷ 5	9	50 000	40	130	0,97 ÷ 0,98	0,7 ÷ 0,3	2,0 ÷ 0,5
Ślimakowa	200	1000	5 ÷ 60	300	35 000	25	50	0,55 ÷ 0,96	0,5 ÷ 0,2	4,5 ÷ 0,2
Łańcuchowa	200	3500	1 ÷ 6	10	8 000	12	40	0,97 ÷ 0,98	1,8 ÷ 0,6	8 ÷ 2,5
Z pasem płaskim	150	2500	1 ÷ 5	20	20 000	40	75	0,96 ÷ 0,98	4,0 ÷ 0,8	4,5 ÷ 1,6
Z pasem klinowym	100	1500	1 ÷ 8	15	12 000	30	50	0,92 ÷ 0,94	3,0 ÷ 0,4	4,0 ÷ 1,0
Cierna	25	300	1 ÷ 6	10	10 000	20	45	0,90 ÷ 0,98	16 ÷ 2,0	24 ÷ 6,0



Podział przekładni zębatych



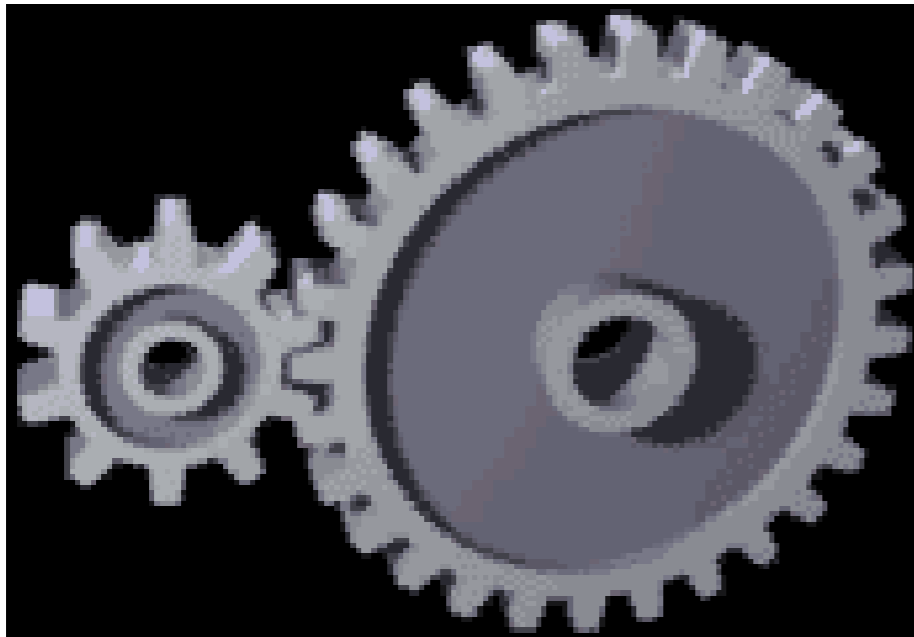
Typy przekładni zębatych



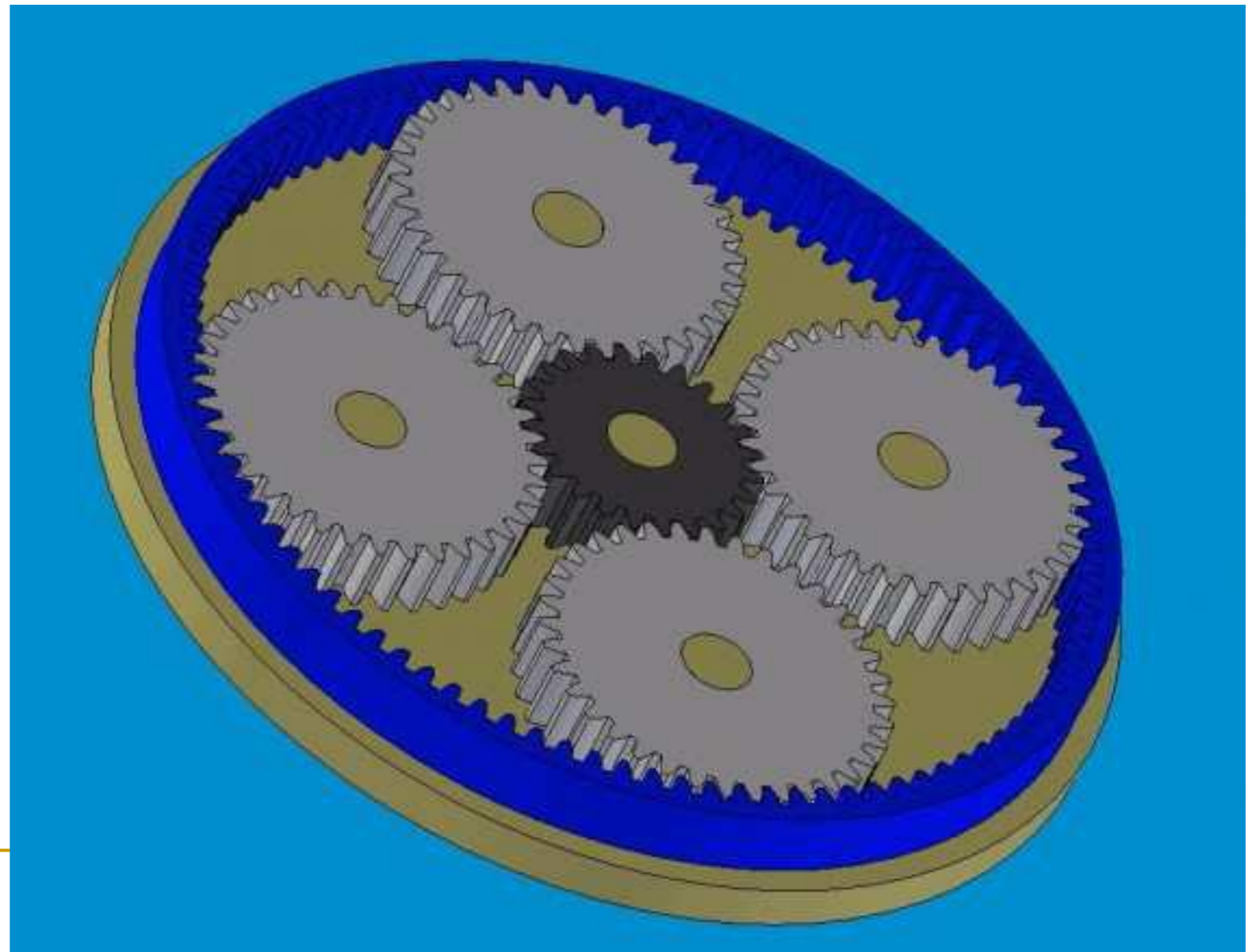
Klasyfikacja przekładni zębatych

1. Ze względu na miejsce zazębienia

O zazębieniu **zewnątrznym**



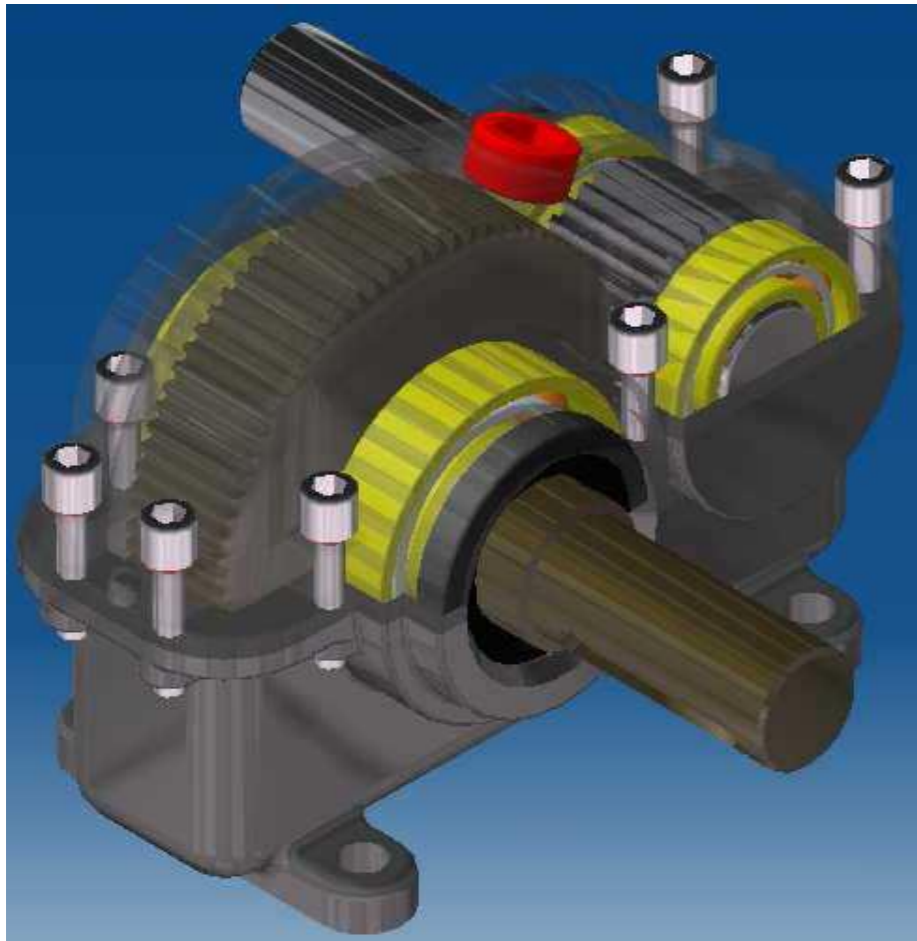
O zazębieniu **wewnętrznym**



Typy przekładni zębatych

2. Ze względu na wzajemne położenie osi

Równoległe



Wichrowate

(przekładnie hipoidalne)

Osie obu kół nie

przecinają się

Kątowe

Osie obu kół

przecinają się



Typy przekładni zębatych

3. Ze względu na kształt kół

Walcowe



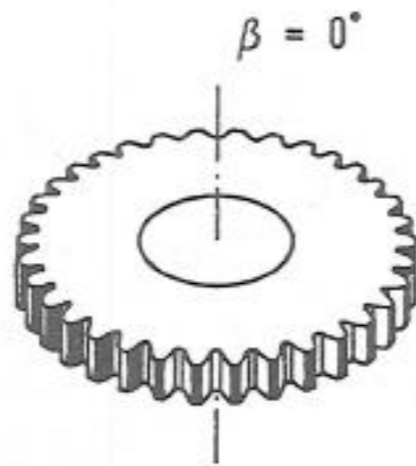
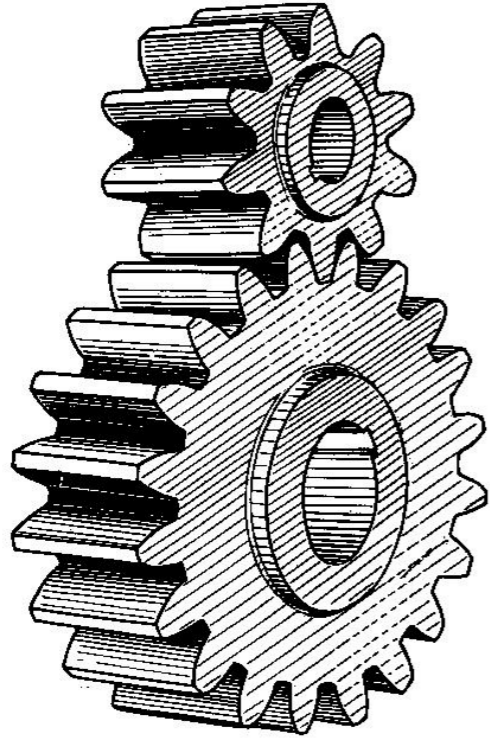
Ślimakowe



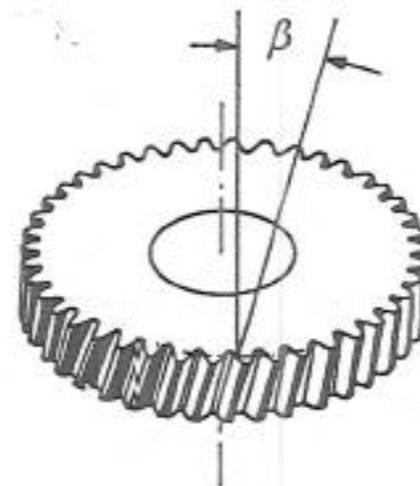
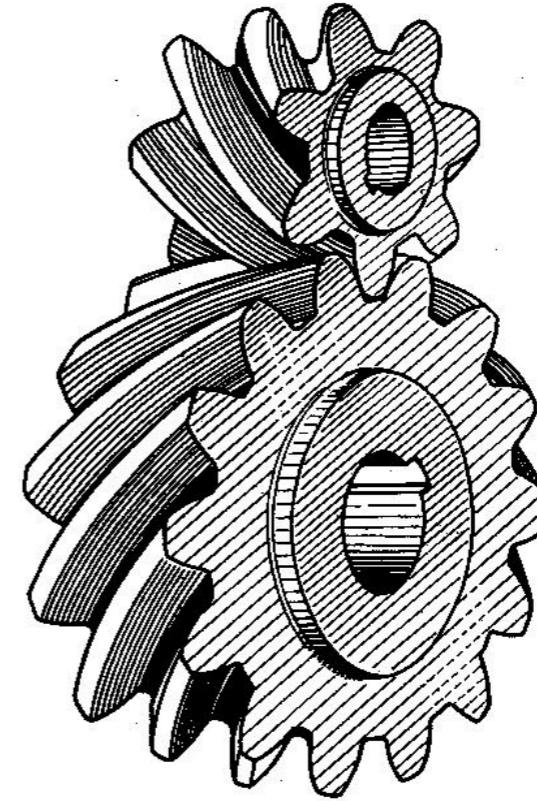
Stożkowe



O zębach prostych



O zębach śrubowych



O zębach daszkowych



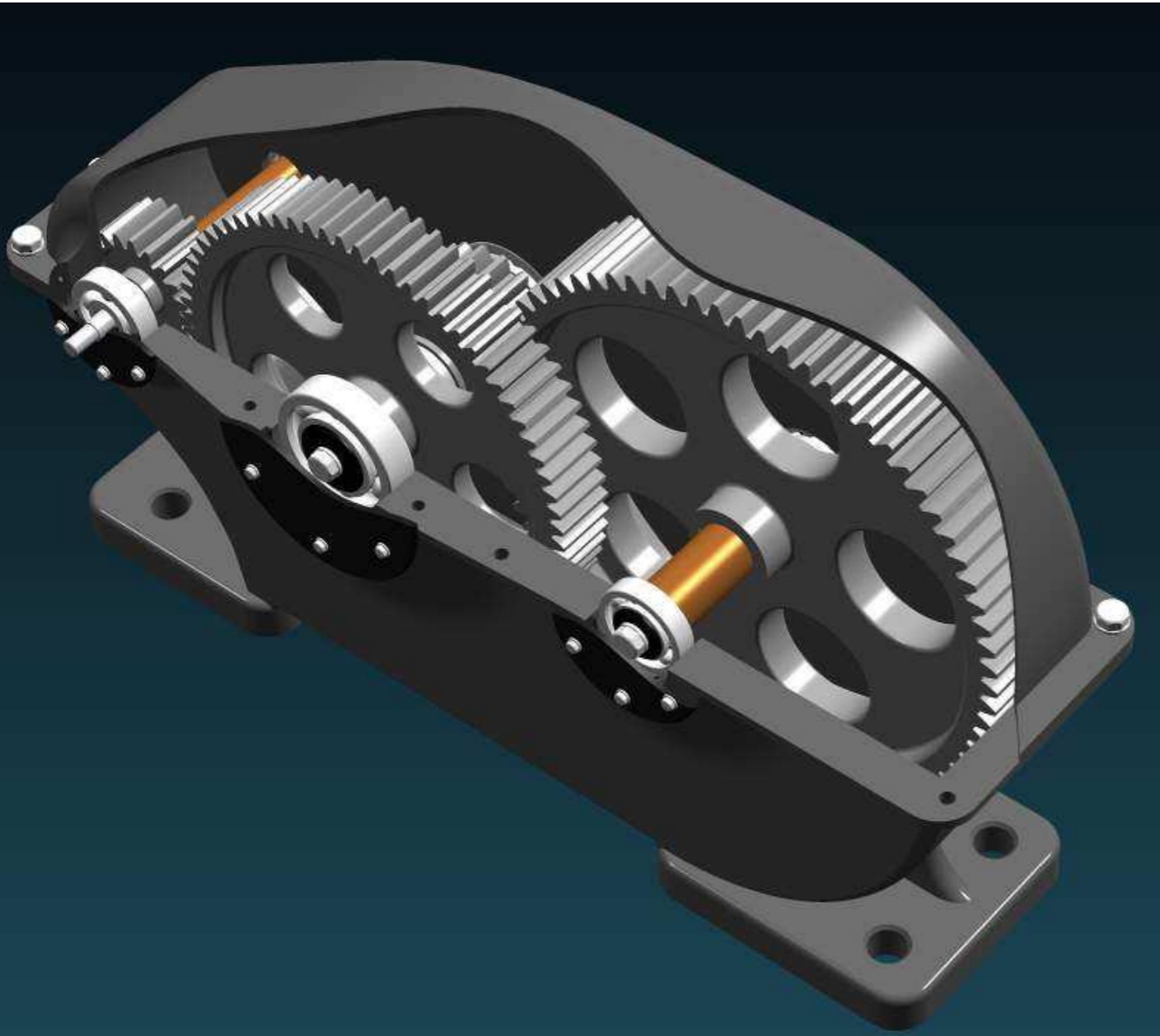
O zębach łukowych



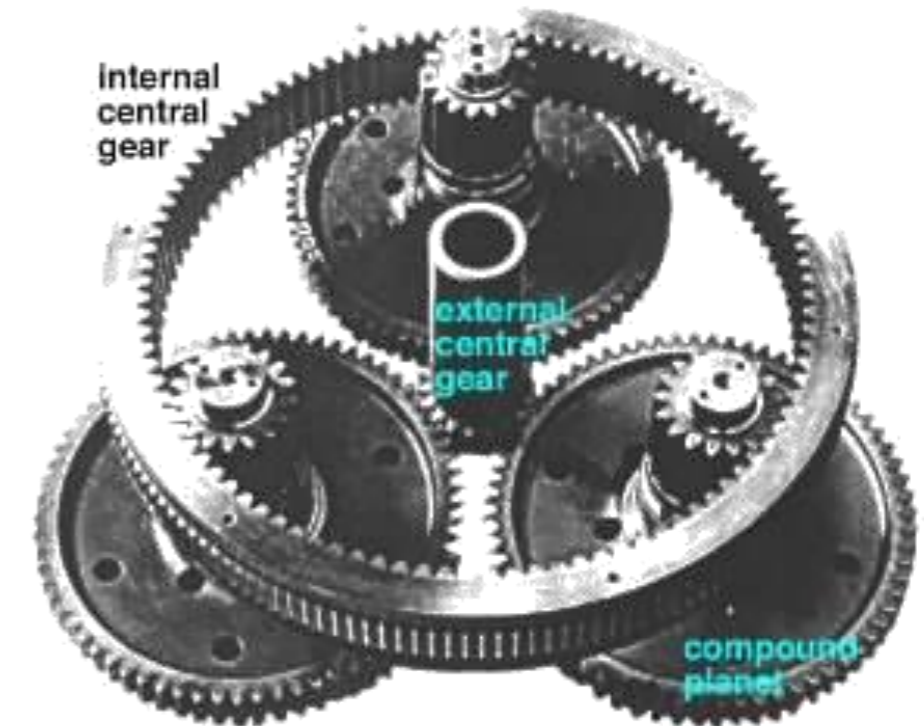
Typy przekładni zębatych

4. Ze względu na ruchomość osi

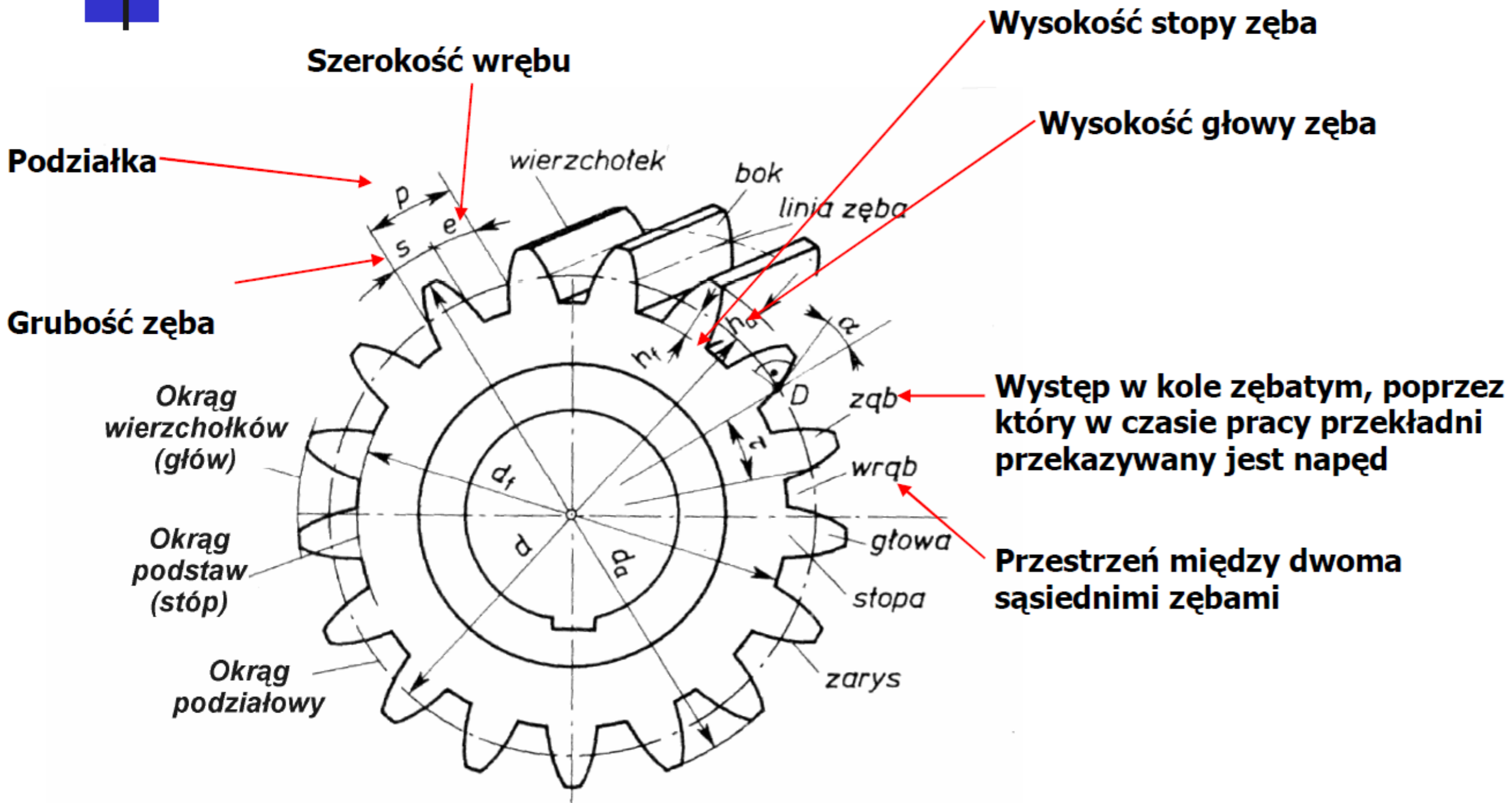
O osiach stałych



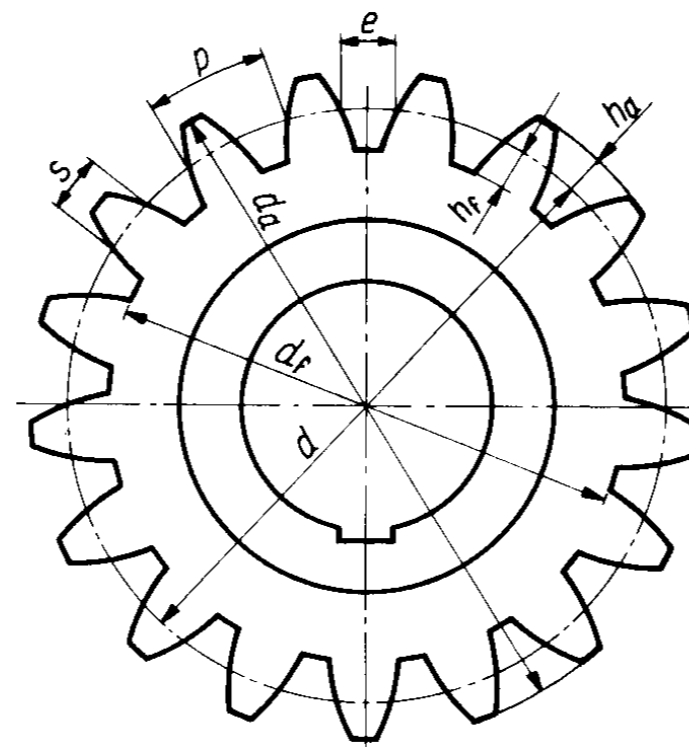
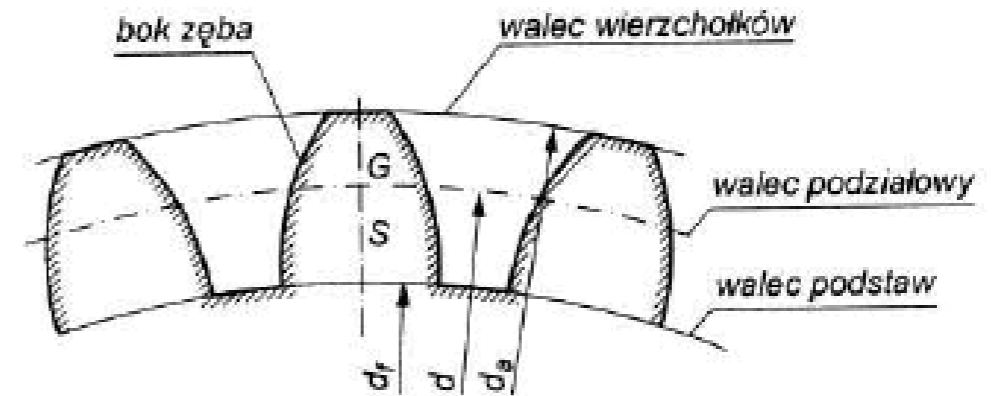
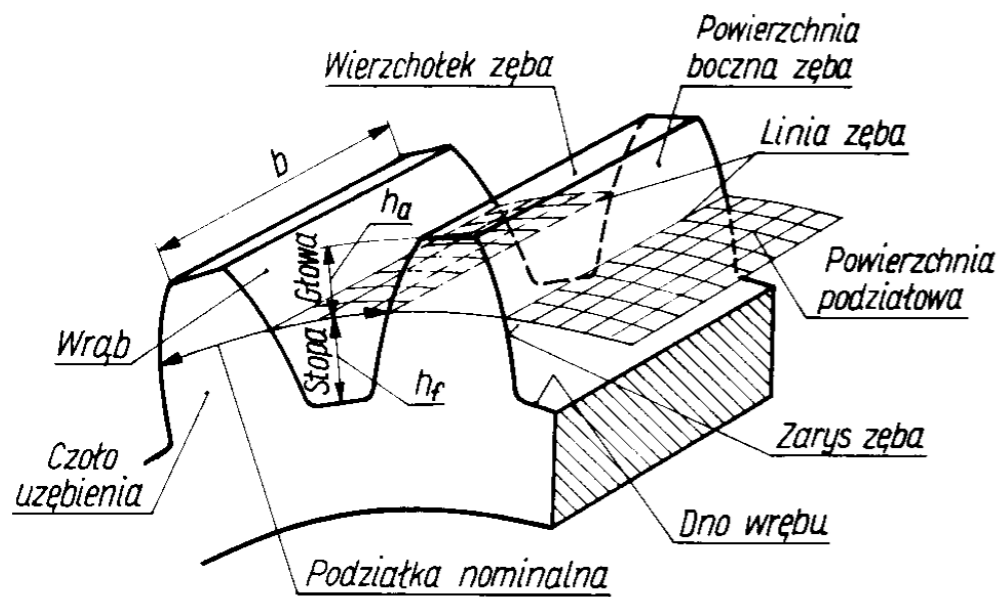
Planetarne – przynajmniej jedna oś przemieszcza się względem korpusu wykonując ruch okrężny względem osi centralnej



Nomenklatura wieńca zębatego



Nomenklatura



p – podziątka [mm],
 e – szerokość wrębu [mm],
 s – grubość zęba [mm],
 h – wysokość zęba [mm],

Podstawowe parametry geometryczne przekładni

Podstawowymi geometrycznymi parametrami przekładni zębatej są:

- Przełożenie
- Moduł
- Odległość międzyosiowa

Przełożenie przekładni

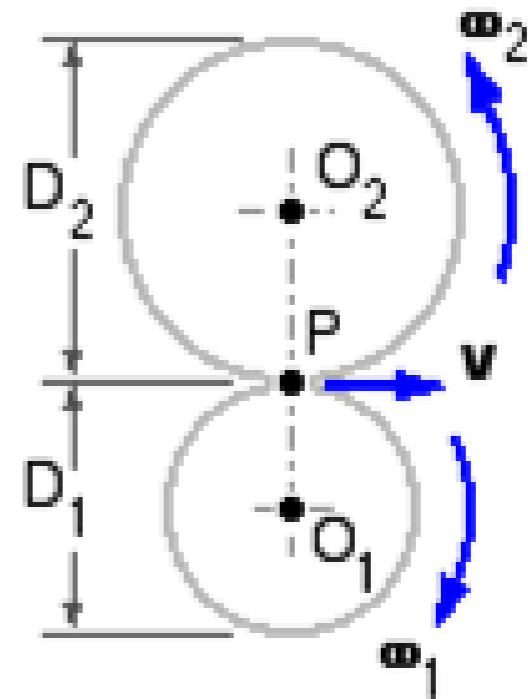
$$i = \frac{\text{prędkość na wale wejściowym}}{\text{prędkość na wale wyjściowym}}$$

Przełożenie kinematyczne:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

Przełożenie geometryczne:

$$u = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$



$$\omega = \frac{v}{r}$$

$v = \text{const}$

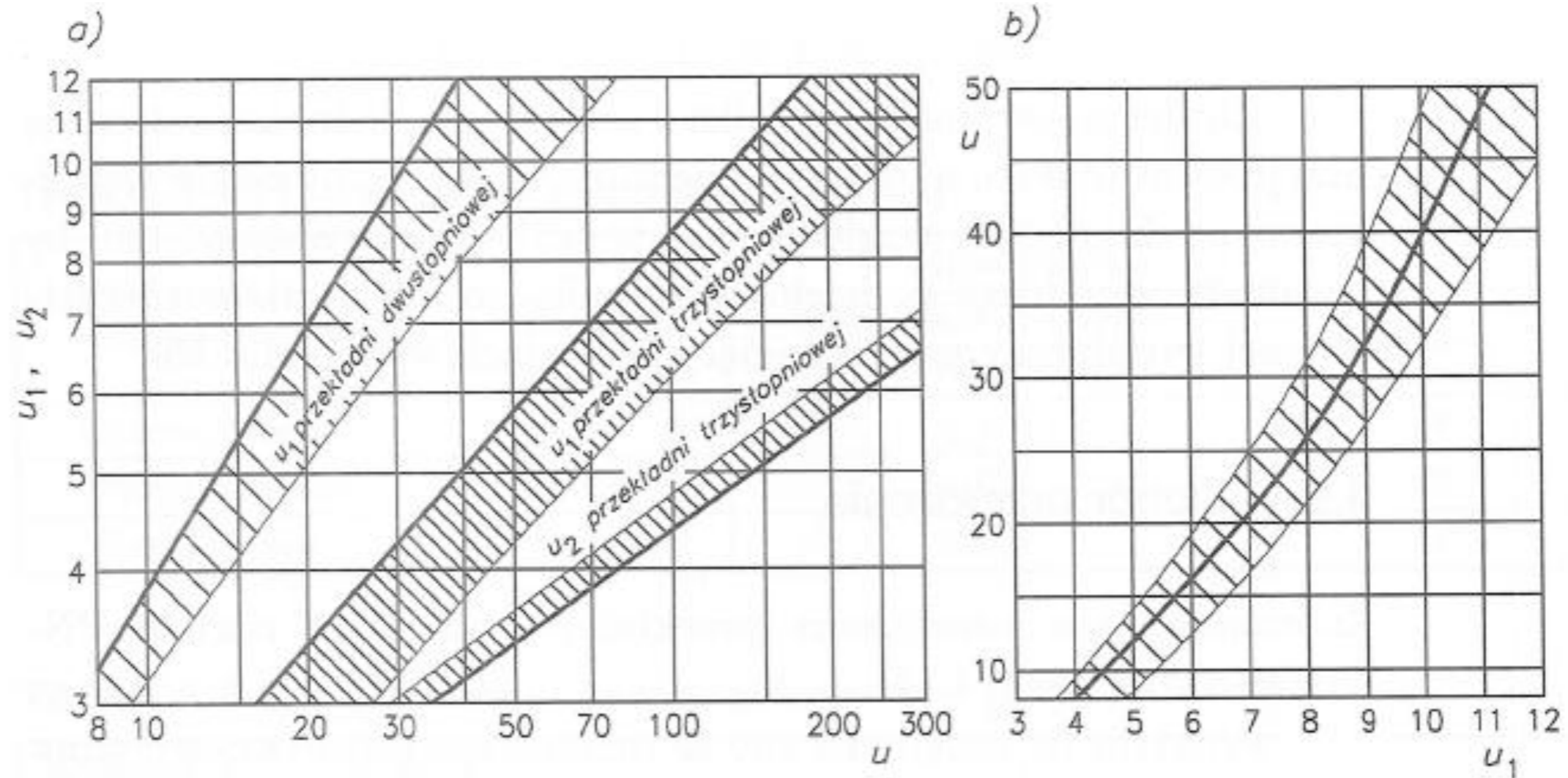
Przełożenie przekładni

Przełożenia normalne wg PN-76/M-88513

Szereg			Szereg			Szereg			Szereg		
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1		1,06		1,8	1,9	3,15		3,35		5,6	6
	1,12		2		2,12		3,55		6,3		6,7
1,25		1,18		1,24		4		3,75		7,1	
		1,32	2,5		2,36		4,5		8		7,5
	1,4				2,65			4,75		9	8,5
1,6		1,5		2,8		5					
		1,7			3			5,3			9,5

Przełożenia o wartościach powyżej 10 uzyskuje się po pomnożeniu podanych wartości przez potęgę liczby 10.

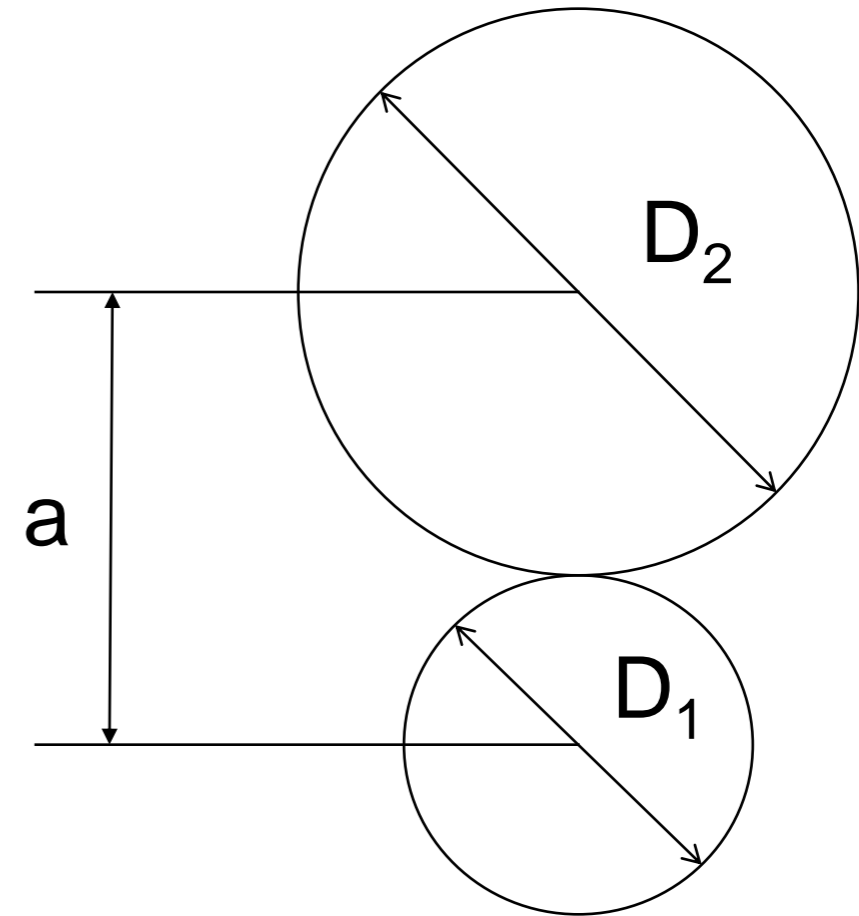
Przełożenie przekładni



Rozkład przełożenia w przekładniach wielostopniowych: a) w dwu- i trzystopniowych przekładniach szeregowych, b) w dwustopniowych przekładniach współosiowych

Odległość osi

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$



Znormalizowane odległości osi przekładni zębatych

Szereg	1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800
	2		71	90	112	140	180	225	280	355	450	560	710	900

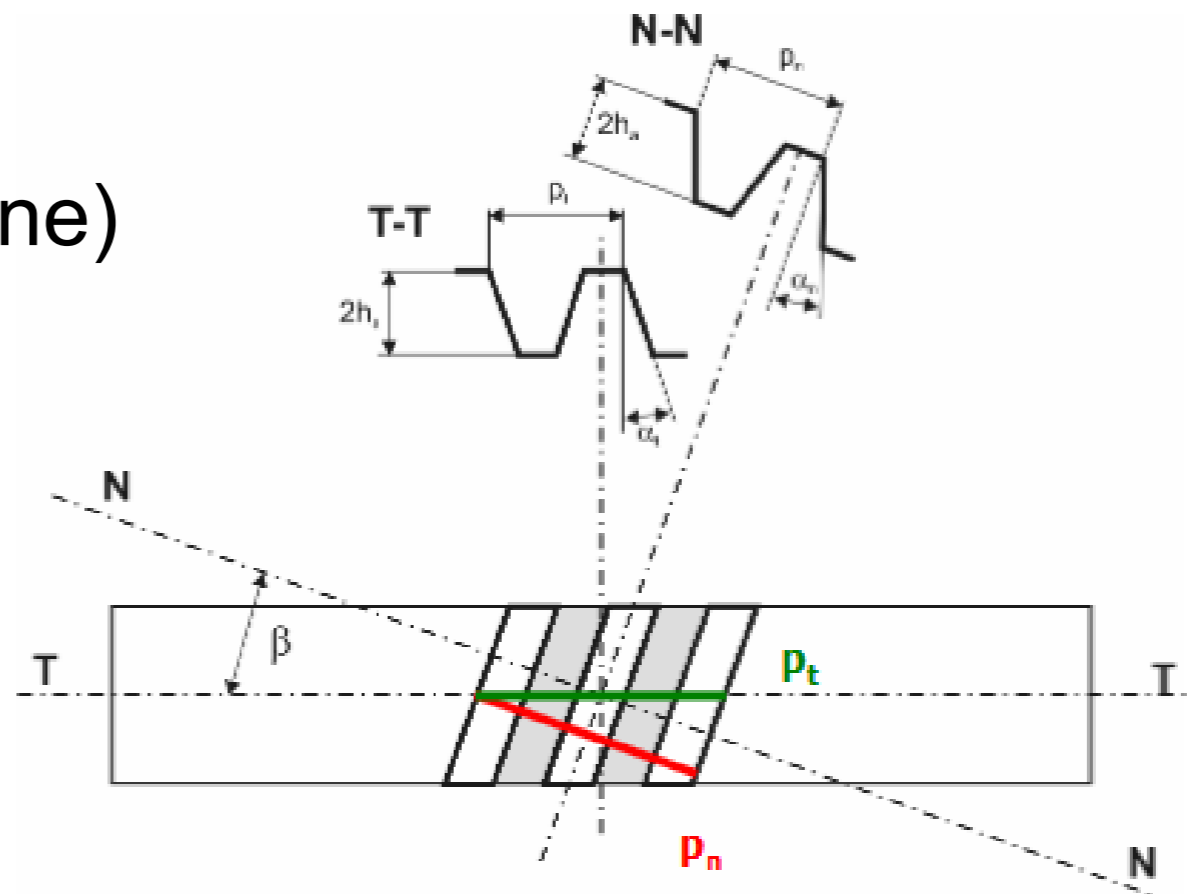
Moduł

Moduł normalny

$$m = \frac{dp}{z}$$

Moduł czołowy (zęby skośne)

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$



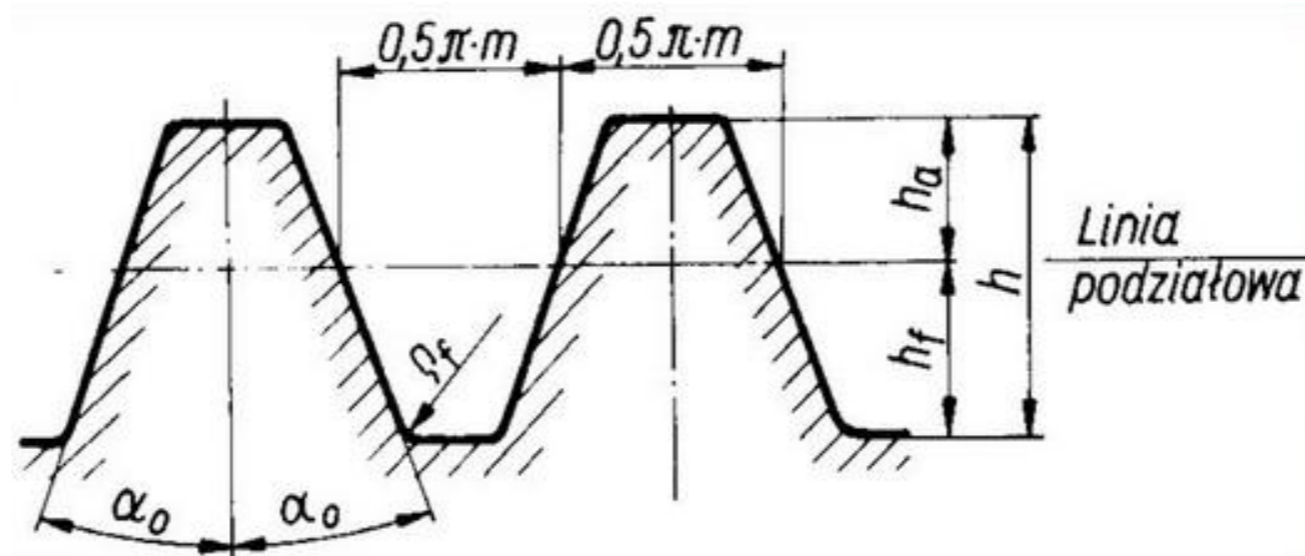
Moduł

Znormalizowane moduły normalne

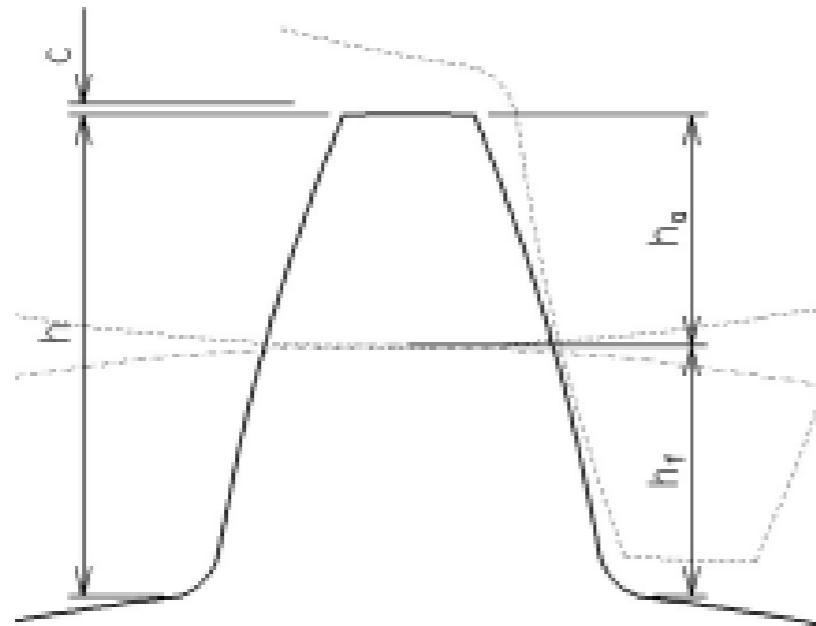
1	1,125	1,25	1,14	1,5	1,75
2	2,25	2,5	2,75	3	3,5
4	4,5	5	5,5	6	7
8	9	10	11	12	14

Wymiary uprzywilejowane podano czcionką pogrubioną.

Zarys odniesienia (narzędzie zębatka)



Wysokość zęba



Ząb koła zębatego

Gdzie:

y – wsp. wysokości zęba

$y=1$ zęby normalne (niekorygowane)

$y < 1$ zęby niskie (dzikie) w przypadku przekładni o małej liczbie zębów (stożkowe o zębach łukowych)

$y > 1$ zęby wysokie (koła pomp zębatych)

c – luz wierzchołkowy około $0.25m$

Całkowita wysokość zęba

$$h = h_a + h_f$$

Wysokość głowy zęba:

$$h_a = ym$$

Wysokość stopy zęba:

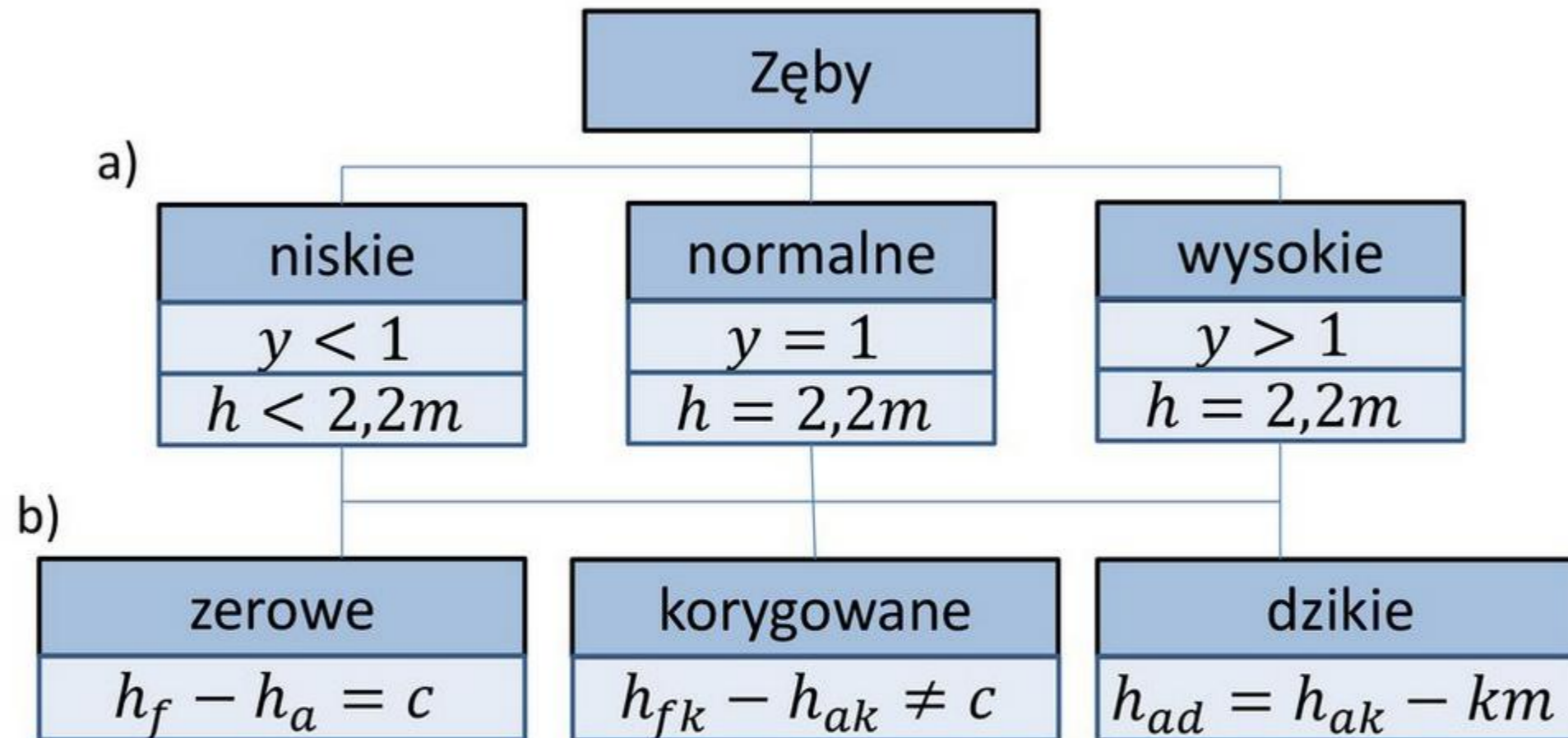
$$h_f = m + c$$

Więc w przypadku zębów normalnych

$$h = 2.25m$$

Wysokość zęba

Typ zębów

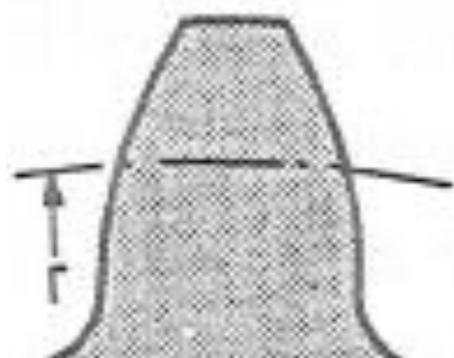


- a) typy zębów;
b) odmiany zębów.

Wysokość zęba

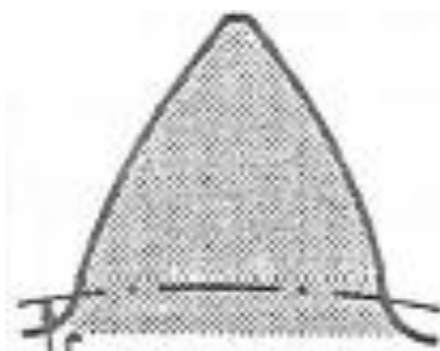
Typ zębów

normalne



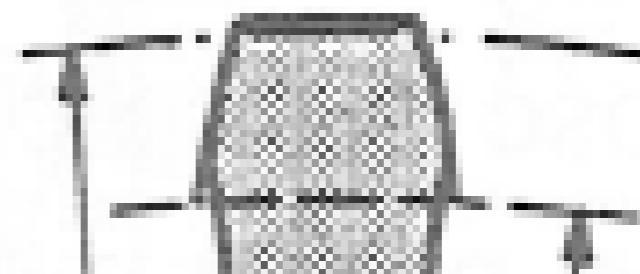
$$y=1$$

wysokie



$$y>1$$

niskie



$$y<1$$

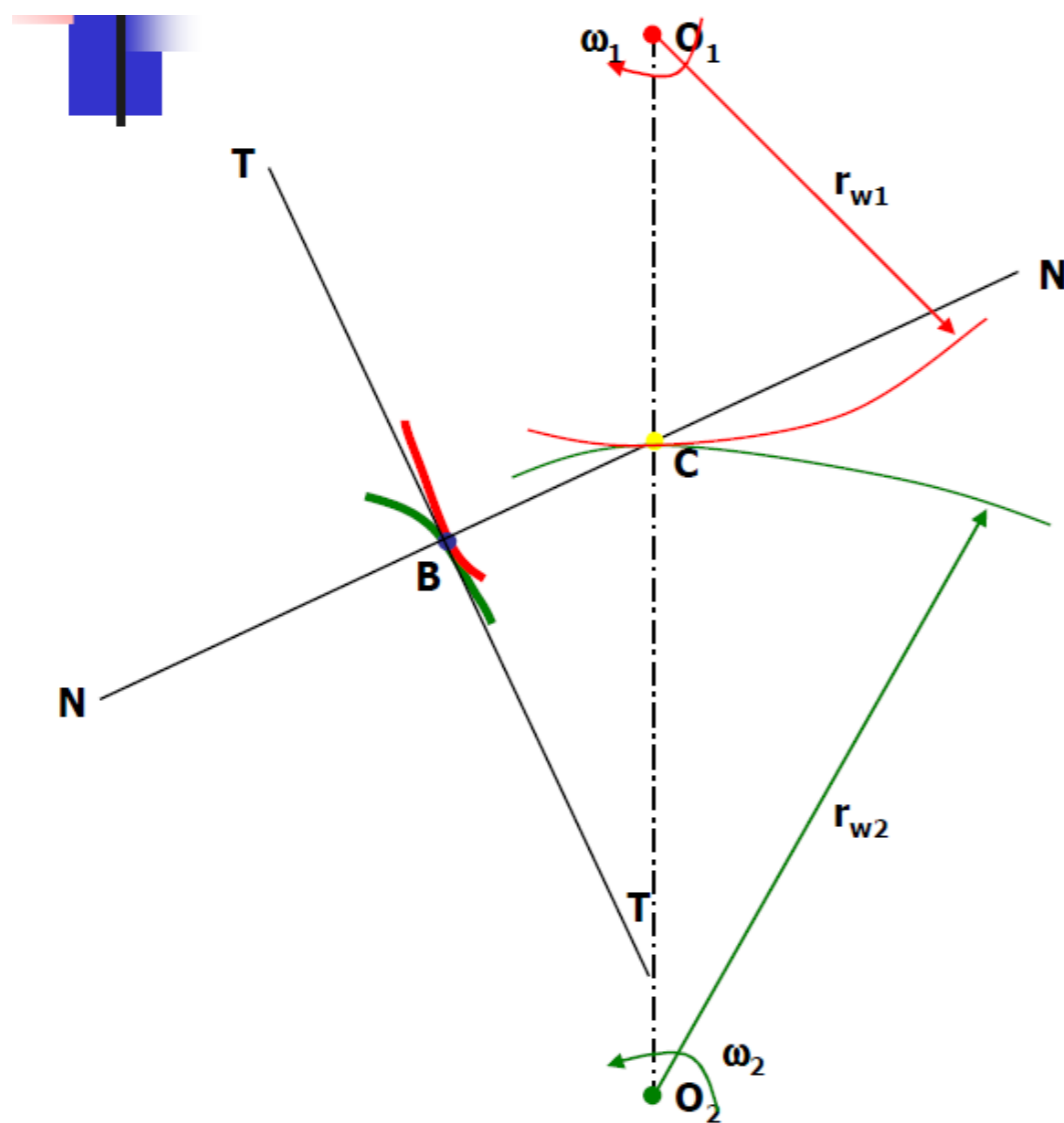
Kinematyka przekładni

Podstawowymi parametrami równomierności pracy przekładni są:

- Stałość przełożenia $i=const.$
- Ciągłość zazębienia

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA

Określa ono warunki jakie muszą spełniać zarysy zębów, aby zapewnić stałość przełożenia kinematycznego kół współpracujących



Dwa koła obracają się z prędkościami odpowiednio: ω_1 i ω_2

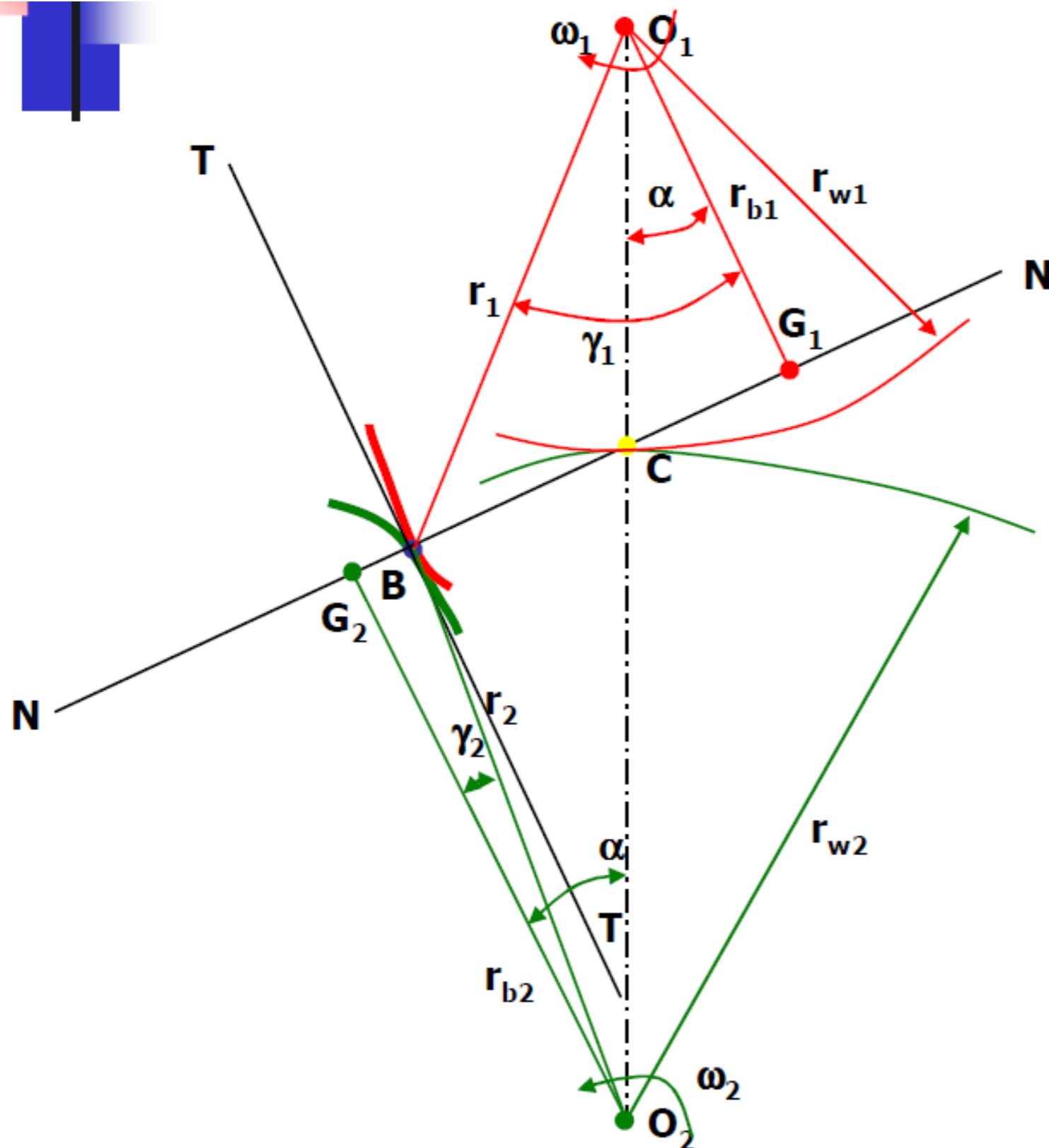
Zarys zębów styka się w punkcie B – punkt przyporu

Przez punkt B prowadzimy proste:
NN - normalną do styku zębów
TT – styczną do styku zębów

Określamy punkt C na przecięciu prostych NN i O_1O_2

Punkt C jest **biegunem zazębienia** a więc punktem podziału linii O_1O_2 na koła toczne o promieniach r_{w1} i r_{w2}

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA



Wyznaczamy proste prostopadłe do prostej NN wychodzące odpowiednio z punktów O_1 i O_2 tworząc na przecięciu punkty G_1 i G_2

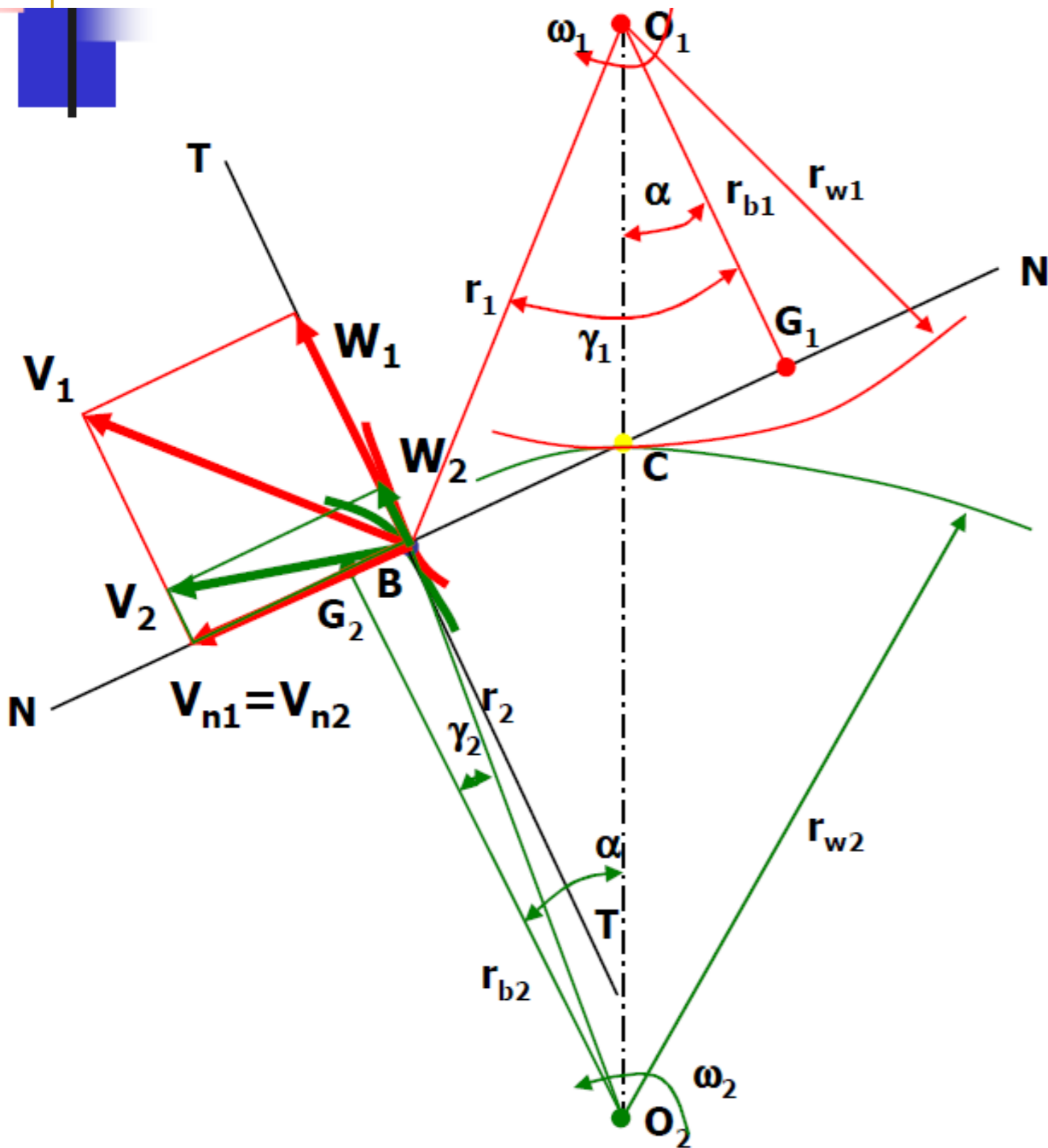
Odległości OG stanowią promień koła zasadniczego r_b

Są one odchyłone od osi O_1O_2 o kąt przyporu α

Punkt B oddalony jest od środków obrotu kół o promień odpowiednio r_1 i r_2

Promienie te są odchyłone od prostych OG o kąty odpowiednio γ_1 i γ_2

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA



Zakładając, że zęby są w stałym kontakcie oraz, że są nieodkształcalne to prędkości punktów styku wynoszą:

Prędkości są prostopadłe do promieni r

Dla koła 1:

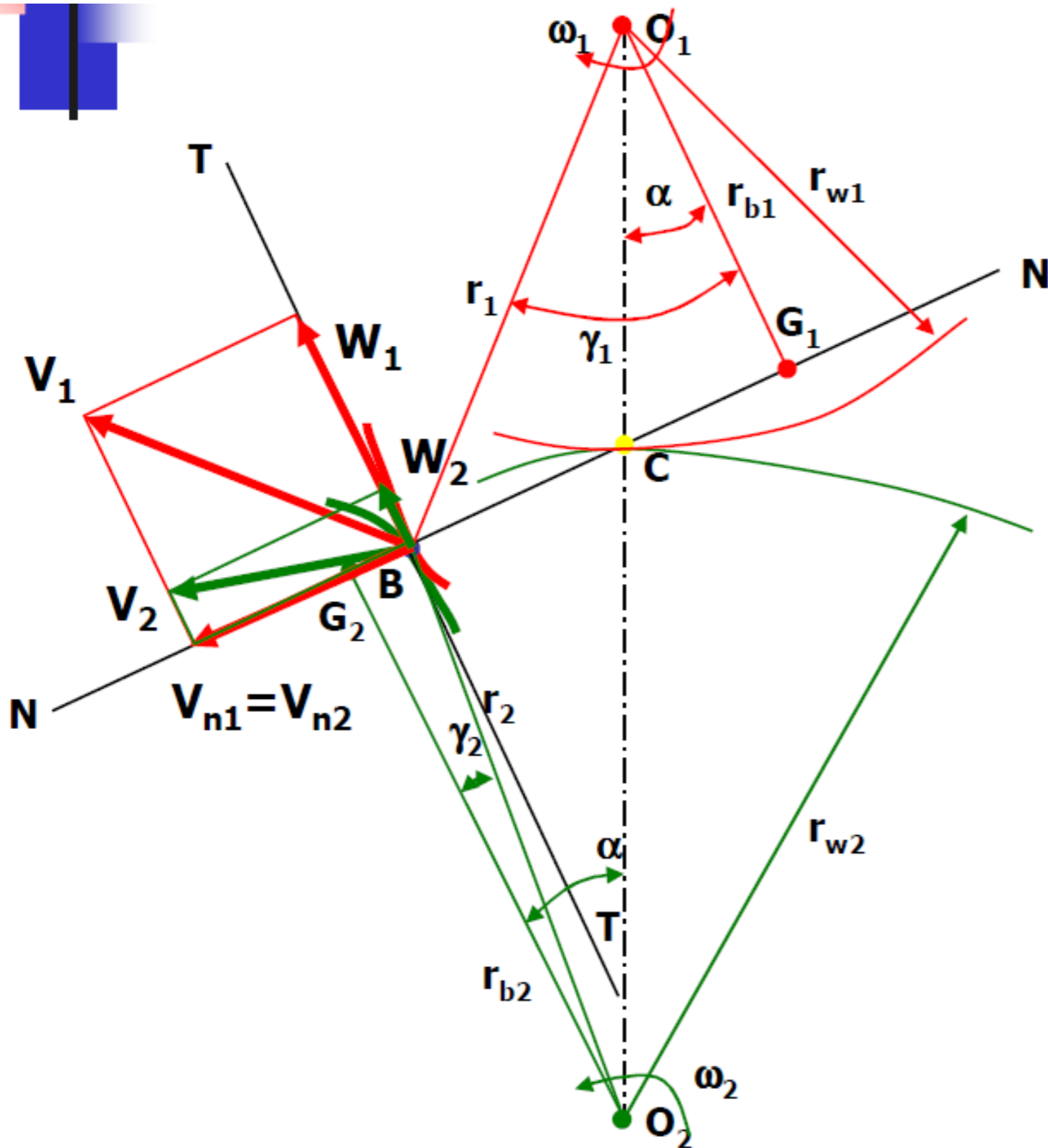
$$V_1 = \omega_1 \cdot r_1$$

Dla koła 2:

$$V_2 = \omega_2 \cdot r_2$$

Rozkładając te prędkości na proste NN i TT otrzymujemy odpowiednio prędkość normalną V_n i prędkość styczną W

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA



Założenie mówiące, że zęby są w stałym kontakcie oraz, że są nieodkształcalne to prędkości punktów powoduje, że:

$$V_{n1} = V_{n2}$$

Zatem:

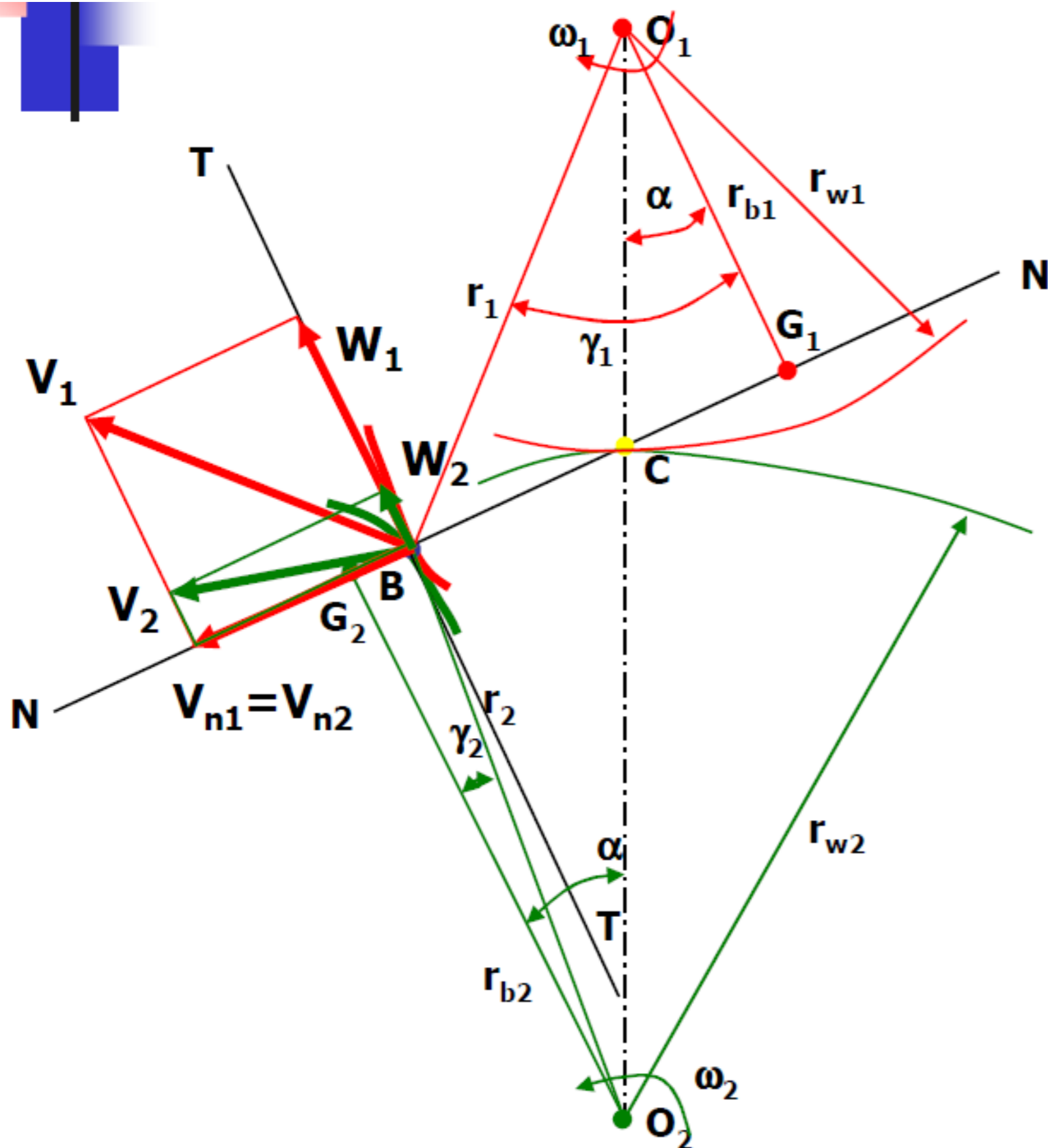
$$V_{n1} = V_1 \cdot \cos \gamma_1$$

$$V_{n2} = V_2 \cdot \cos \gamma_2$$

Stąd:

$$\omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \gamma_1 = \omega_2 \cdot r_2 \cdot \cos \gamma_2$$

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA



$$\cos \gamma_1 = \frac{r_{b1}}{r_1}$$

$$\cos \gamma_2 = \frac{r_{b2}}{r_2}$$

Zatem:

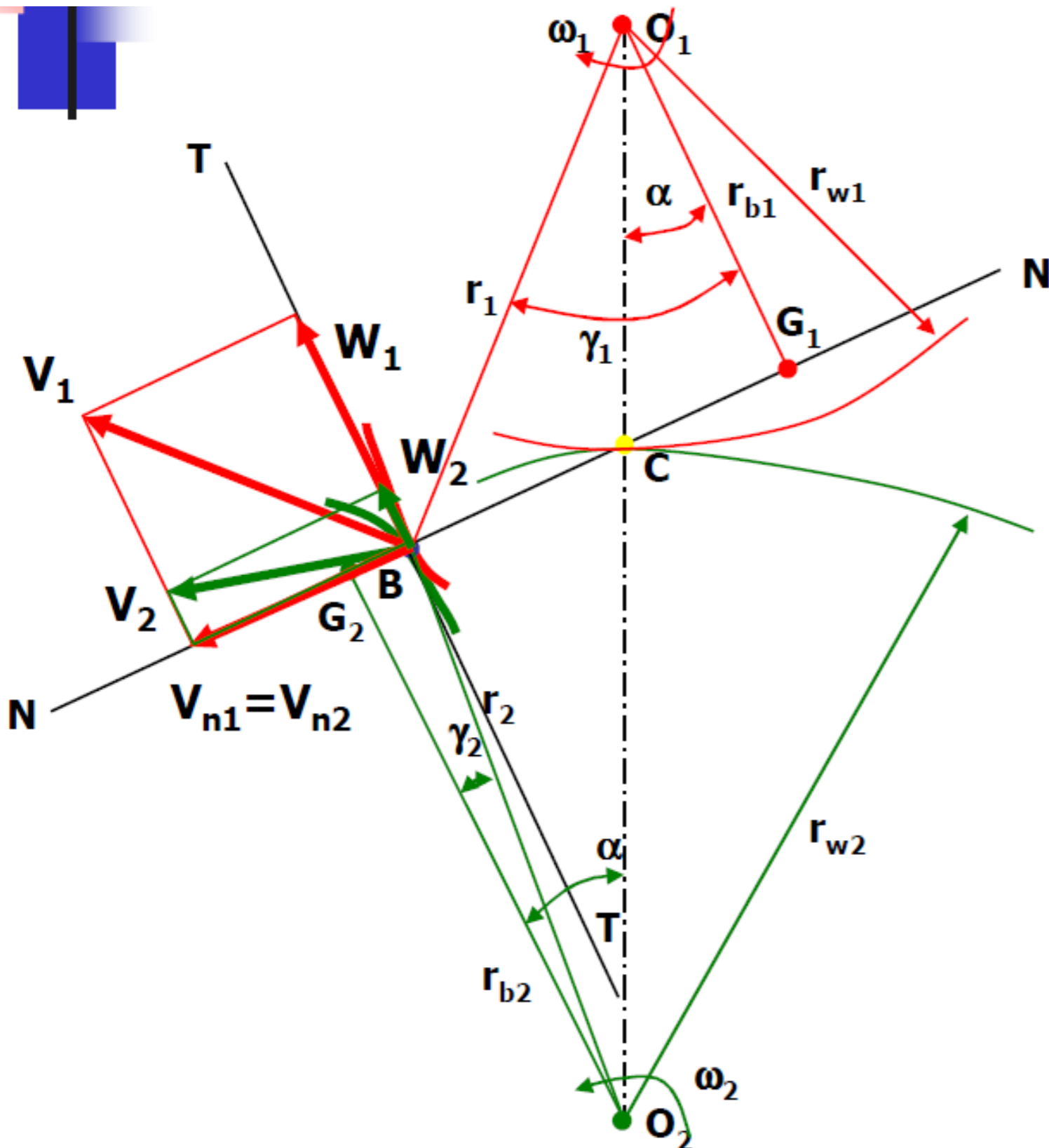
$$\omega_1 \cdot r_{b1} = \omega_2 \cdot r_{b2}$$

Ponieważ:

$$r_{b1} = r_{w1} \cdot \cos \alpha$$

$$r_{b2} = r_{w2} \cdot \cos \alpha$$

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA



Otrzymujemy:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Przełożenie kinematyczne

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Podstawowe prawo zazębienia – prawo Willis'a

PODSTAWOWE PRAWO ZAZĘBIENIA



$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Podstawowe prawo zazębienie – prawo Willisa

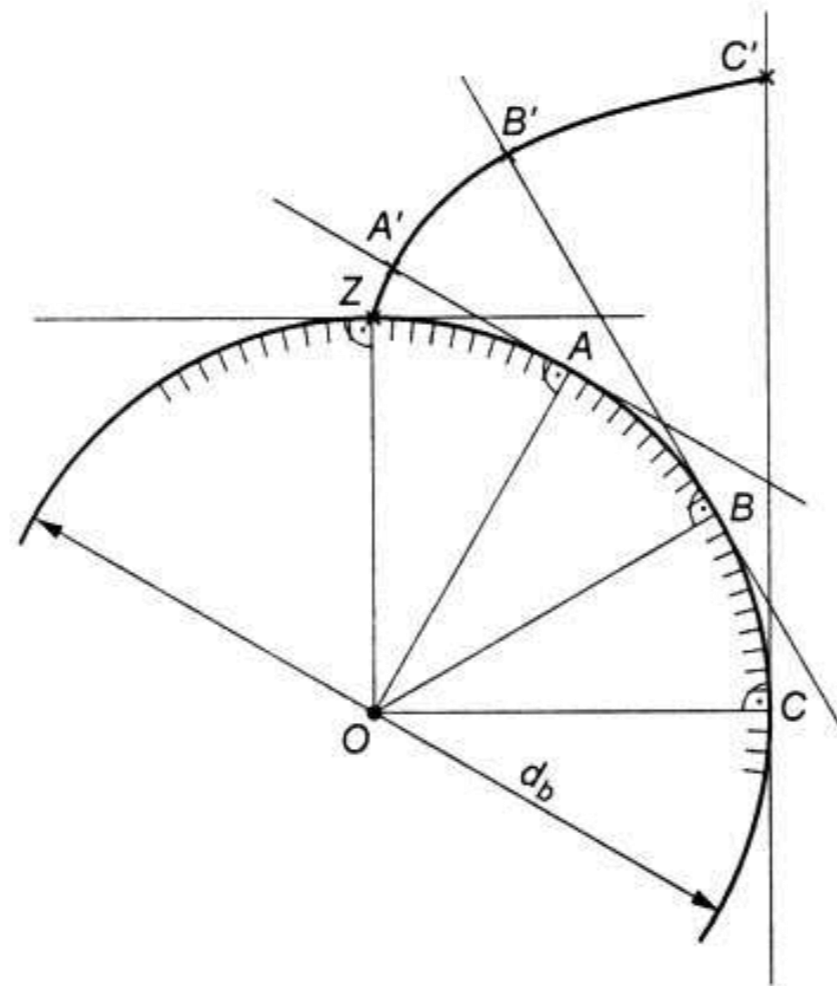
Definicja:

W celu zapewnienia stałego przełożenia kinematycznego ($i=const$) zarysy zębów powinny być takie, aby prosta **normalna NN** w **dowolnym punkcie styku B** dzieliła odcinek **O_1O_2** w stałym stosunku (aby punkt C był zawsze w tym samym miejscu)

Zarysy zębów spełniające ten warunek nazywamy **zarysami sprzężonymi**

Ewolwenta

Zarysem sprzężonym, spełniającym podstawowe prawo ząbienia jest tzw. zarys ewolwenty.



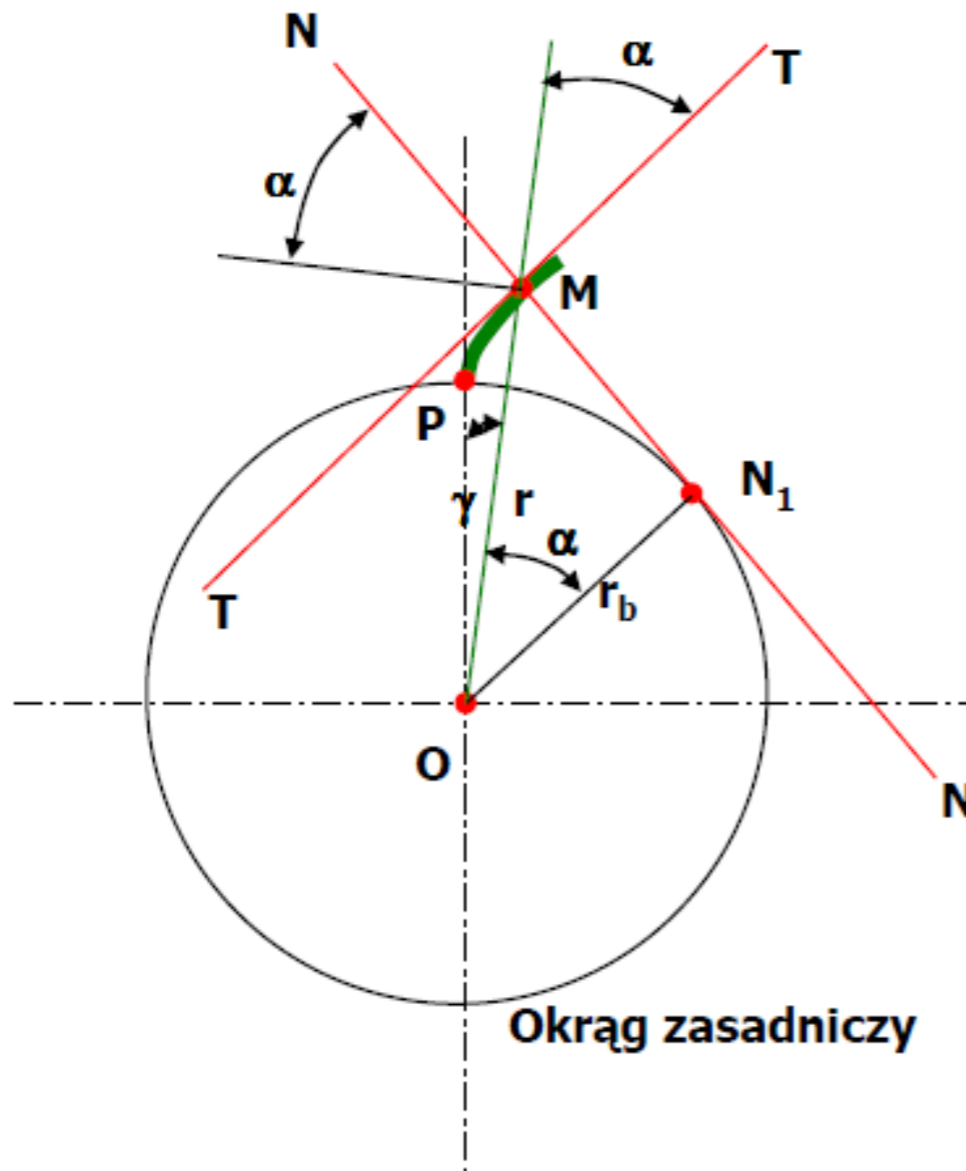
Zarys ewolwenty

Ewolwenta powstaje w wyniku przetaczania prostej po zewnętrznej stronie koła stałego (nazywanego zasadniczym). Początkowy punkt styku prostej z kołem wyznacza tzw. punkt odwijania ewolwenty. Podstawowe parametry geometryczne ewolwenty to:

- Okrąg zasadniczy r_b ,
- Kąt odwijania ewolwenty γ ,
- Promień krzywizny ewolwenty w rozpatrywanym punkcie δ ,
- Kont zarysu w tym punkcie α .

Ewolwenta

Geometria ewolwenty



Ze sposobu powstawania ewolwenty wynika, że długość łuku PN_1 jest równa odległości punktów MN_1

Ponieważ:

$$PN_1 = r_b \cdot (\gamma + \alpha)$$

$$MN_1 = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Zatem:

$$r_b \cdot (\gamma + \alpha) = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$\gamma = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

Kąt γ jest funkcją ewolwentową zwaną także involutą

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

Zarys ewolwentowy- zalety i wady

Zalety:

Jest zarysem sprzężonym. Zachowuje tę cechę także przy zmianie odległości osi

Jest łatwy do wykonania. Uniwersalność narzędzi obróbkowych do wielu kół. Możliwość uzyskania dużych dokładności i małej chropowatości powierzchni styku.

Siła międzyzębna zachowuje stały kierunek w czasie współpracy zębów

Uniwersalność kół. Praca kół o różnych ilościach zębów i tych samych cechach geometrycznych.

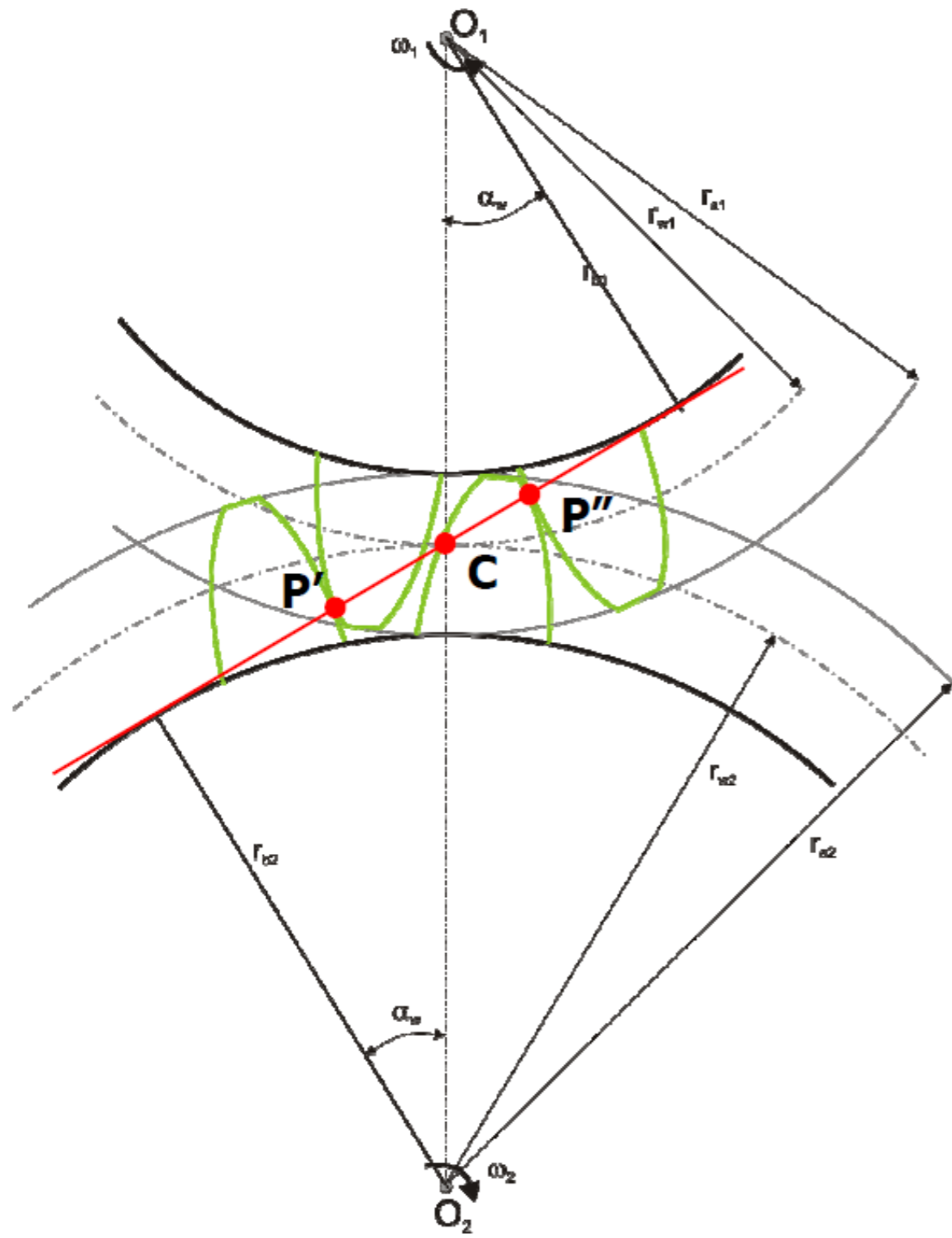
Zarys ewolwentowy- zalety i wady

Wady:

**Mała powierzchnia styku (stykają się dwie powierzchnie wypukłe)
Duże naciski są przyczyną zmniejszenia trwałości**

**Duże prędkości poślizgów przy zazębianiu i wyzębianiu się kół.
Zwiększone zużycie głów i podstaw zębów.**

Zazębienie ewolwentowe

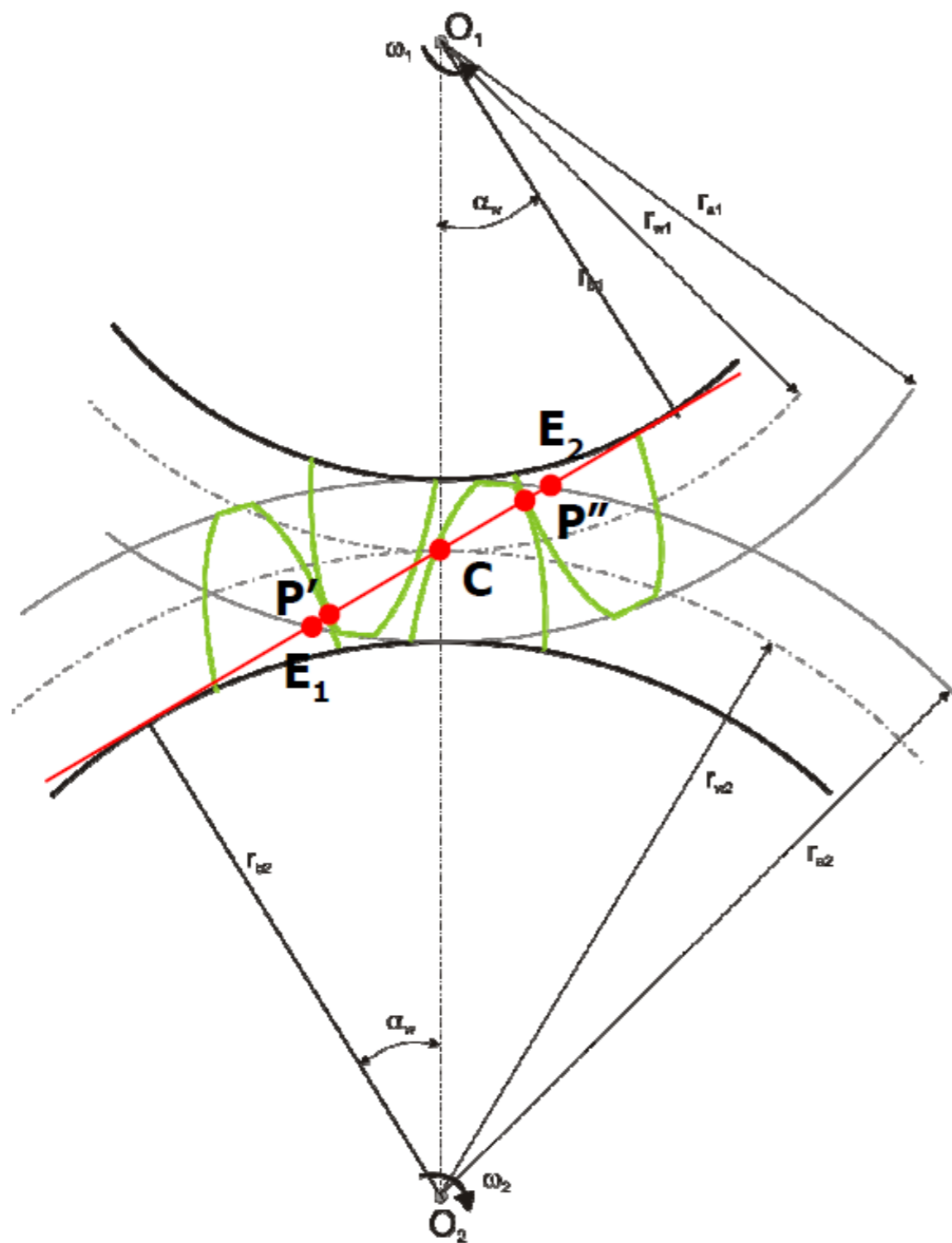


Dwa koła współpracujące mają wspólną linię normalną do punktów przyporu przecinającą linię O_1O_2 w punkcie C . Linia ta jest styczna do kół zasadniczych.

Na linii tej występuje styk par zębów odpowiednio w punktach P' i P''

Linia ta zawiera wszystkie punkty przyporu zachodzące podczas współpracy obu kół. Nosi ona nazwę **Linii Przyporu**

Zazębienie ewolwentowe



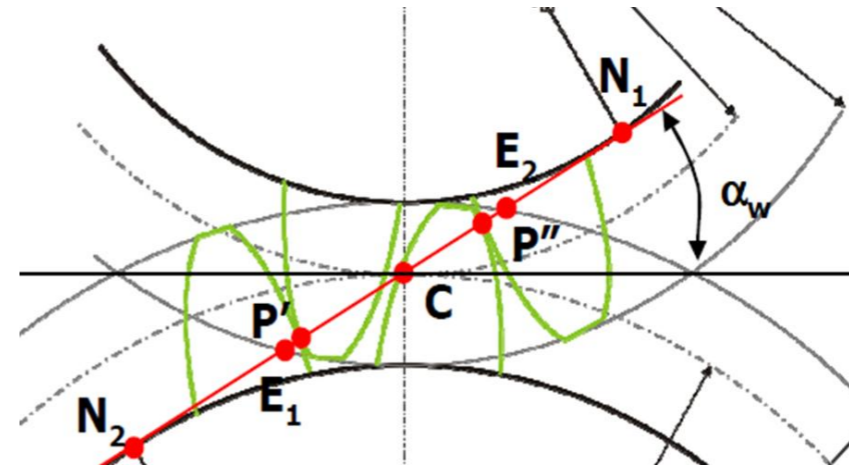
Ponieważ zarysy zębów są od góry ograniczone okręgiem wierzchołków zatem styk między kołami może zachodzić tylko na pewnym odcinku linii przyporu.

Są to odpowiednio punkty E_1 i E_2

Część linii przyporu ograniczona tymi punktami nosi nazwę **odcinka przyporu**

Wskaźnik przyporu (stopień pokrycia, liczba przyporu)

$$\varepsilon = \frac{e}{p_b} = \frac{P'P''}{p_b}$$



W przypadku kół o zębach prostych wskaźnik przyporu jest stosunkiem długości odcinank przyporu do podziałki zasadniczej.

$$\varepsilon = \frac{e_1}{p_b} + \frac{e_2}{p_b} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_w}{p_b} = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_w}{p_b}$$

Optymalna wartość:

$$\varepsilon \in (1.4 \text{ do } 1.98)$$

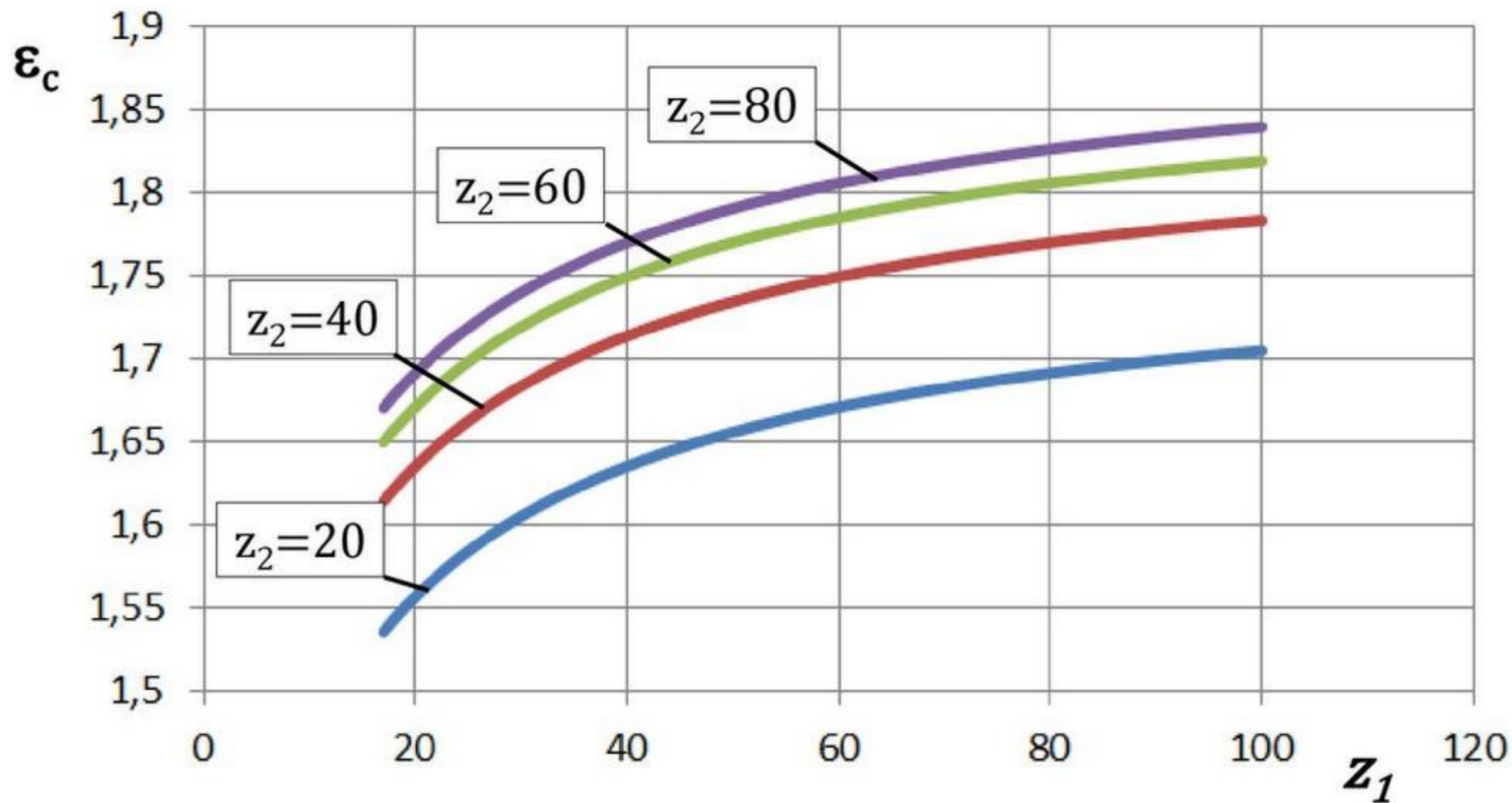
Wskaźnik przyporu (stopień pokrycia, liczba przyporu)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha} &= z_1 \left[\frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_{a1}}{d_1}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1} \right] \\ &+ z_2 \left[\frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_{a2}}{d_2}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1} \right] - \frac{a_r \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha} \end{aligned}$$

Czołowy stopień pokrycia jest tym większy:

- im większa jest liczba zębów z_1 i z_2 przekładni;
- im większa jest wysokość głów h_{a1} i h_{a2} zębów;
- im mniejsza jest odległość osi a_r .

Wskaźnik przyporu (stopień pokrycia, liczba przyporu)



Wartość czołowego stopnia pokrycia ϵ_c w zależności od liczby zębów kół dla: $m=5$; $\alpha=20^\circ$; $y=1$; $x=0$.

Wskaźnik przyporu zęby skośne

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

ε_{α} - czołowy wskaźnik zazębienia

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{e}{p_{bt}}$$

ε_{β} - skokowy (poskokowy) wskaźnik zazębienia

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{s}{p_t}$$

Wskaźnik przyporu zęby skośne

$$\varepsilon_{\alpha} = z_1 C_1 + z_2 C_2 - C_3$$

gdzie

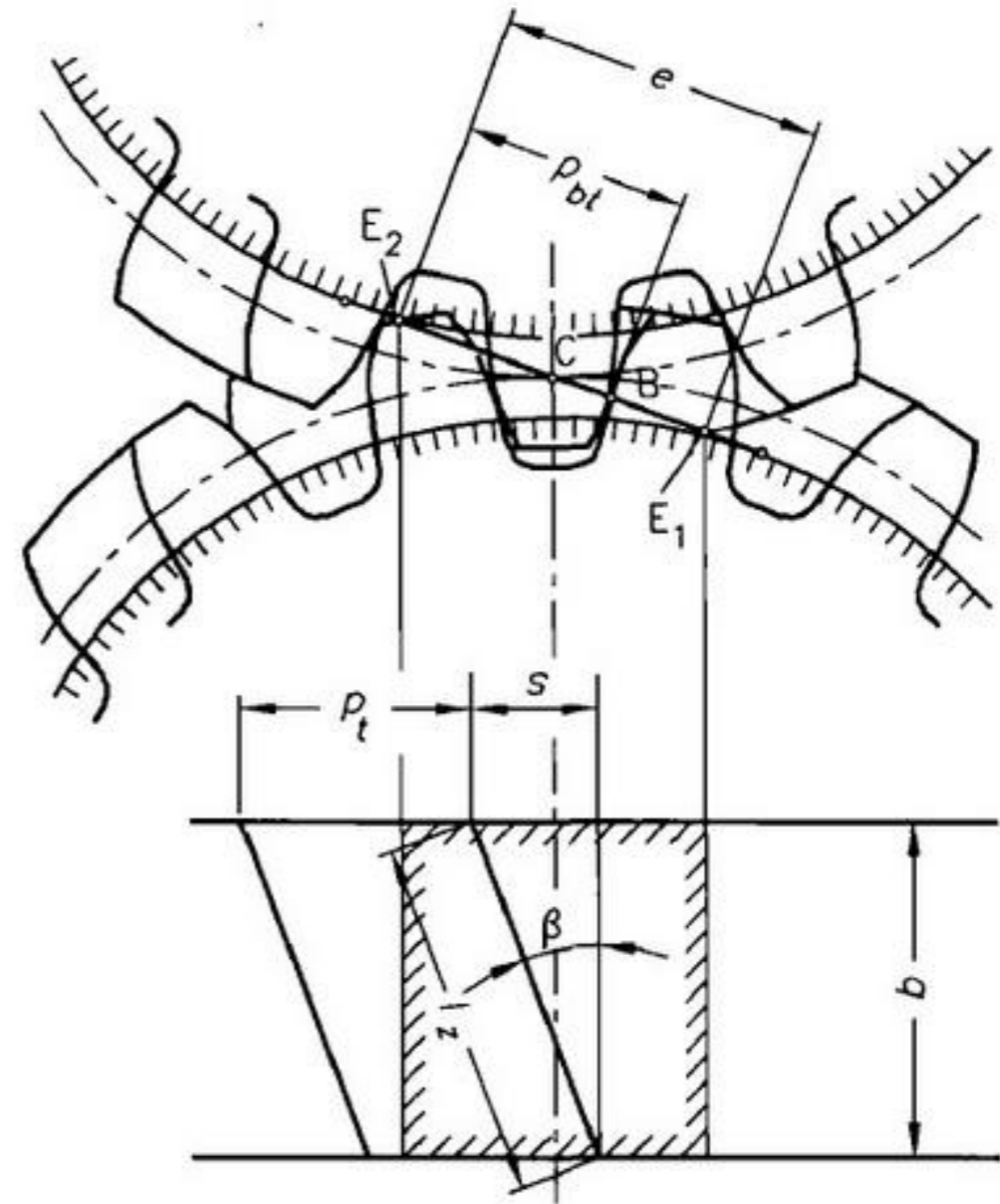
$$C_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_{a1}}{d_1}\right)^2 \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_n}{\cos^2 \beta}\right) - 1}$$

$$C_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_{a2}}{d_2}\right)^2 \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_n}{\cos^2 \beta}\right) - 1}$$

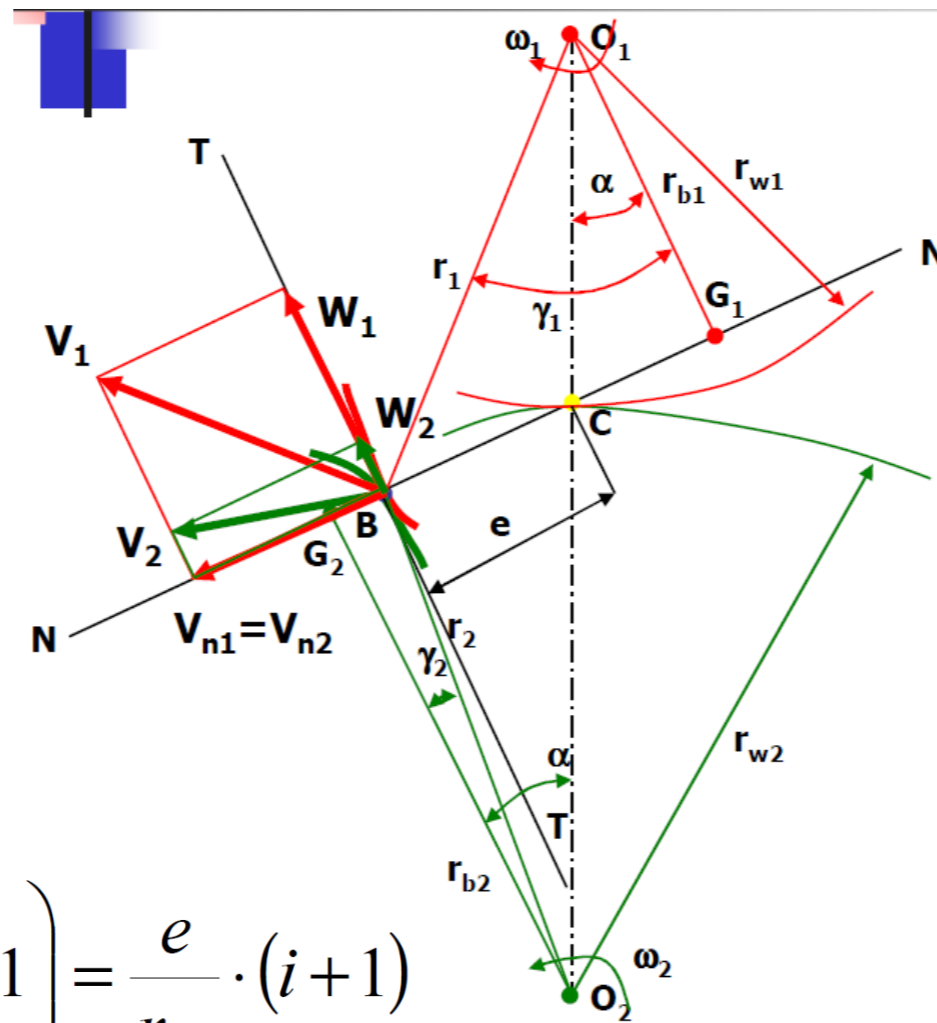
$$C_3 = \frac{a_w \sin \alpha_{tw}}{\pi m_t \cos \alpha_t}$$

Skokowy wskaźnik zazębienia oblicza się

$$\frac{s}{b} = \operatorname{tg} \beta, \quad p_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$$



POŚLIZG WZGLĘDNY



W odróżnieniu od prędkości normalnych gdzie:

$$V_{n1} = V_{n2}$$

Prędkości styczne dwóch zębów są różne, a różnica ich jest prędkością poślizgu:

$$V_s = W_2 - W_1$$

Wprowadzając odległość punktu B od punktu C możemy określić:

$$V_s = e \cdot (\omega_1 + \omega_2)$$

$$\frac{V_s}{V} = \frac{e \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{r_{w2} \cdot \omega_2} = \frac{e}{r_{w2}} \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} + 1 \right) = \frac{e}{r_{w2}} \cdot (i + 1)$$

Prędkość poślizgu wzrasta wraz z odległością punktu przyporu B od punktu zazębienia C

Prędkość poślizgu wzrasta wraz z przełożeniem

Zęby zużywać się będą u wierzchołka i w dolnej części podstawy zęba gdzie

prędkość poślizgu przy zazębieniu i wyzębieniu jest największa

Obliczenia przekładni zębatych

Siły w zazębieniu

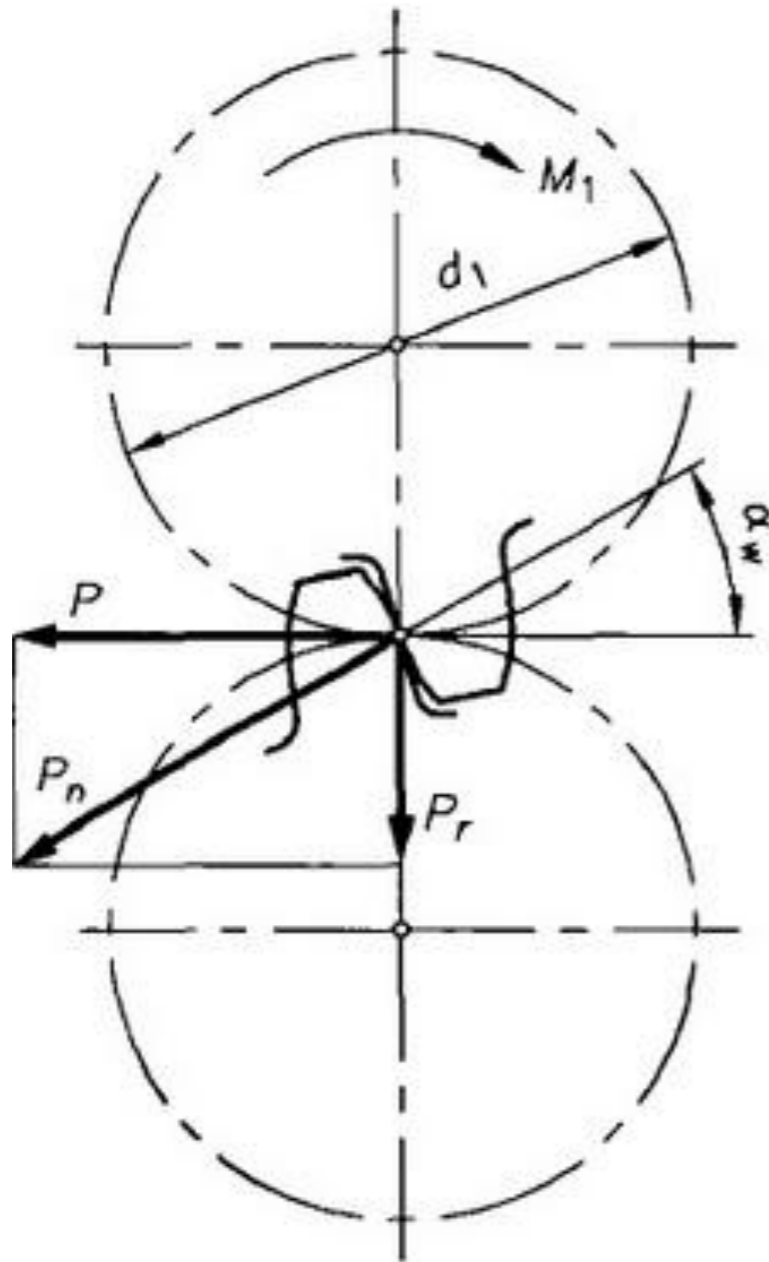
Zęby proste

Siła promieniowa

$$P_r = P \operatorname{tg} \alpha_w$$

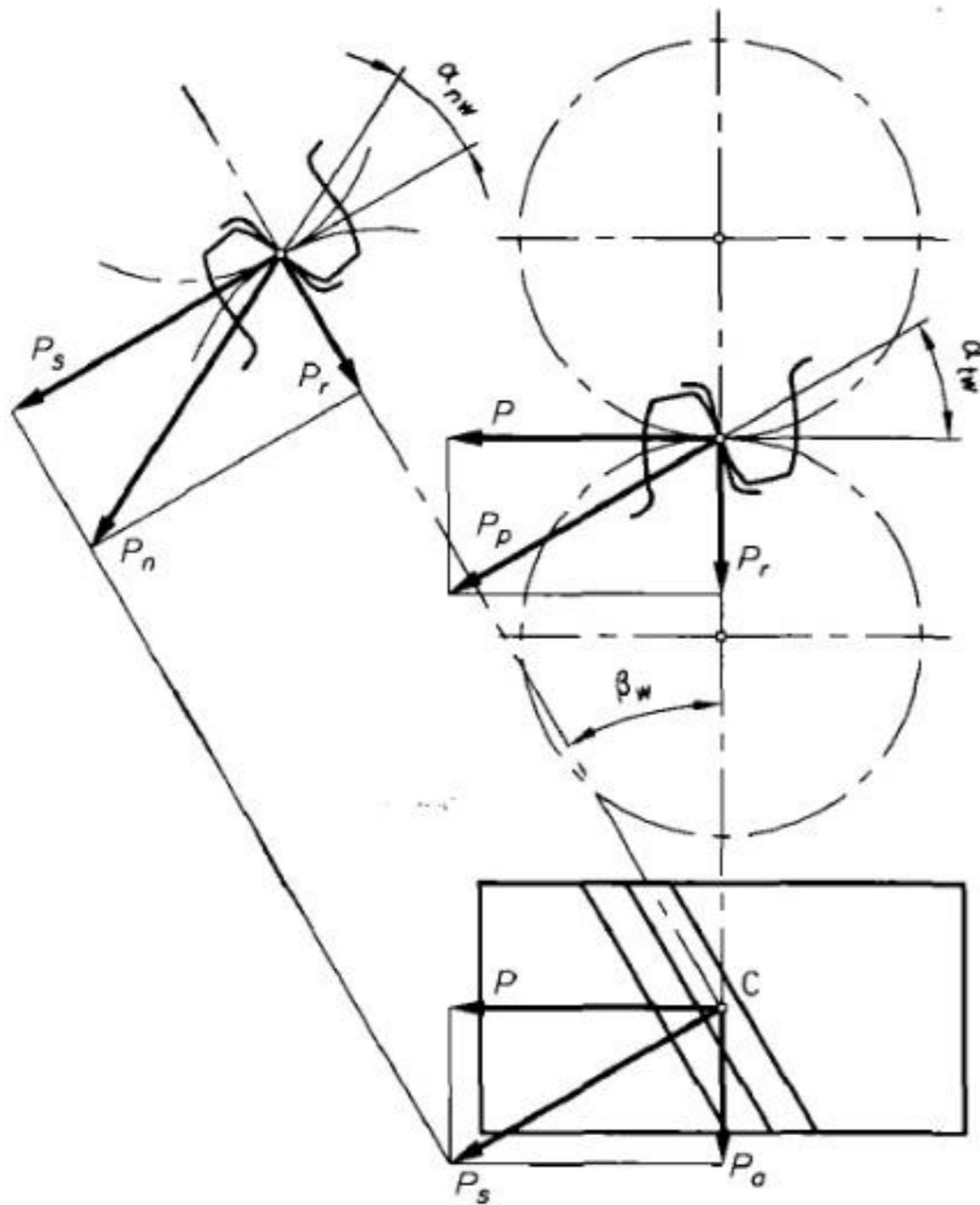
Siła normalna

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha_w}$$



Siły w zazębieniu

Zęby skośne



➤ siła obwodowa

$$F = \frac{2M}{d_w}$$

➤ siła wzdłużna (wzdłuż osi koła)

$$F_w = F \operatorname{tg} \beta$$

➤ siła promieniowa w kole

$$F_r = F_s \operatorname{tg} \alpha = \frac{F \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

$$F_s = \frac{F}{\cos \beta}$$

Siły w zazębieniu

Obciążenie zastępcze

$$P_z = PK_A K_V$$

K_A – współczynnik zastosowania, uwzględnia zewnętrzną dynamikę przekładni.

K_V – współczynnik dynamiczny, uwzględnia dynamikę wewnętrzną przekładni, związany jest z powstawaniem dynamicznej siły międzyzębnej w wyniku drgań zazębienia.

Siły w zazębieniu

Współczynnik zastosowania

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{q} + K_2 \right)$$

K_1, K_2 — współczynniki pomocnicze

q [N/mm] — wskaźnik obciążenia jednostkowego obliczany ze wzoru

$$q = \frac{PK_A}{b}$$

Wartości współczynnika zastosowania K_A

Silnik napędowy	Charakter obciążenia	Maszyna robocza			
		I	II	III	IV
Silnik elektryczny, turbina parowa	praca równomierna	1	1,25	1,5	1,75
Silnik elektryczny, turbina spalinowa	niewielkie przeciążenia	1,1	1,35	1,6	1,85
Silnik spalinowy wielocylindrowy	średnie przeciążenia	1,25	1,5	1,75	2
Silnik spalinowy jednocylindrowy	znaczne przeciążenia	1,5	1,75	2	2,25
Maszyna robocza		Charakter obciążenia			
I. Generatory, przenośniki taśmowe, lekkie wyciągi, wentylatory, napędy pomocnicze obrabiarek	praca równomierna				
II. Prądnice, pompy zębate, pompy rotacyjne	niewielkie przeciążenia				
III. Napędy główne obrabiarek, dźwignice, mechanizmy obrotu żurawi, pompy wielotłokowe	średnie przeciążenia				
IV. Walcarki, prasy, nożyce gilotynowe, koparki, ładowarki, kruszarki	znaczne przeciążenia				

Wartości współczynników pomocniczych K_1 i K_2

Rodzaj uzębienia	K_1										K_2
	Klasa dokładności										Wszystkie klasy
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
proste	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,0193
skośne	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,0087

Jeśli dla zębów skośnych $\epsilon_\beta < 1$, to K_v oblicza się ze wzoru $K_v = K_{v\alpha} - \epsilon_\beta(K_{v\alpha} - K_{v\beta})$, gdzie: $K_{v\alpha}$ i $K_{v\beta}$ są wartościami K_v odpowiednio dla zębów prostych i skośnych.

Nierównomierność rozkładu obciążenia

Obok nadwyżek przy obliczaniu obciążenia zastępczego P_z , dodatkowo należy uwzględnić nierównomierność rozkładu obciążenia zarówno wzdłuż linii zęba jak i wzdłuż odcinka przyporu.

$$P_{zF} = PK_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} = PK_F$$

$$P_{zH} = PK_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} = PK_H$$

gdzie:

$$K_F = K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha},$$

$$K_H = K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}$$

$K_{F\beta}$ i $K_{F\alpha}$ Wsp. nierównomierności obciążenia dla zginania zęba

$K_{H\beta}$ i $K_{H\alpha}$ Wsp. nierównomierności obciążenia dla nacisku kontaktowego zęba

Nierównomierność rozkładu obciążenia

Wartość współczynnika $K_{H\beta}$ dla przeciętnych warunków pracy przekładni można obliczyć z zależności:

- dla kół ze stali konstrukcyjnej, stali ulepszonej cieplnie i żeliwa sferoidalnego:

$$K_{H\beta} = A_1 + 0,18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + A_2 \cdot 10^{-3} b$$

jeśli $K_{H\beta} < 1,2$ należy przyjąć $K_{H\beta} = 1,2$

- dla kół utwardzonych powierzchniowo

$$K_{H\beta} = A_1 + 0,26 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + A_2 \cdot 10^{-4} b$$

jeśli $K_{H\beta} < 1,2$ należy przyjąć $K_{H\beta} = 1,2$, jeśli $K_{H\beta} > 1,34$ należy jego wartość obliczyć ponownie ze wzoru

$$K_{H\beta} = A_1 + 0,31 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + A_2 \cdot 10^{-4} b$$

Nierównomierność rozkładu obciążenia

Wartość współczynnika $K_{F\beta}$ oblicza się ze wzoru

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

gdzie

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2}$$

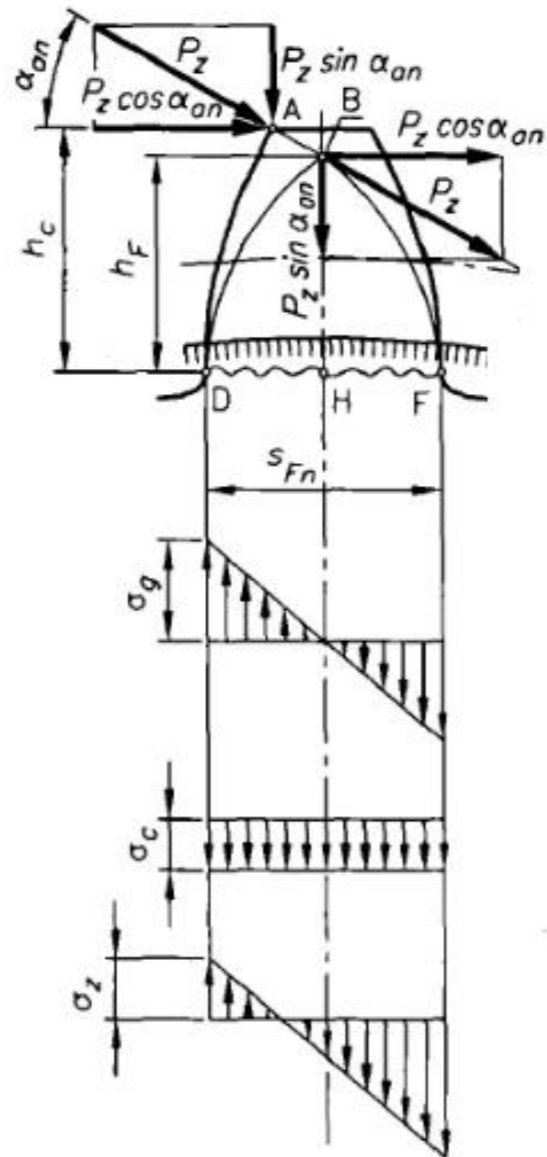
Wartości współczynników $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$

Wskaźnik obciążenia q		> 100 N/mm						≤ 100 N/mm	
Klasa dokładności		6	7	8	9	10	11	11 ÷ 12	6 i wyższa
Zęby utwardzone	zęby proste	$K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/(Z_\epsilon)^2 \geq 1,2$		
		$K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\epsilon \geq 1,2$		
	zęby skośne	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
		$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
Zęby nieutwardzone	zęby proste	$K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/(Z_\epsilon)^2 \geq 1,2$		
		$K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\epsilon \geq 1,2$		
	zęby skośne	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
		$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		

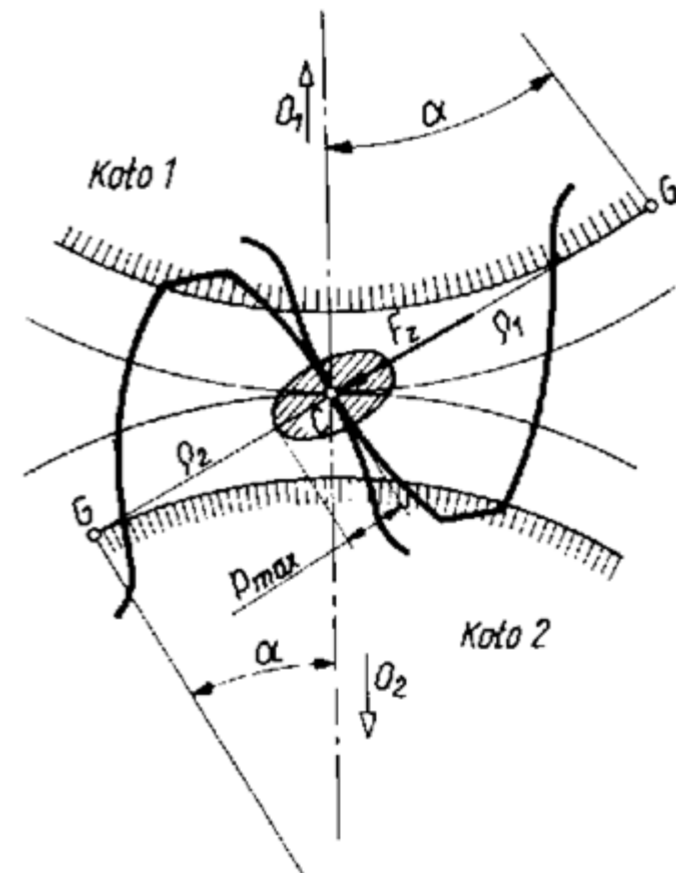
Obliczenia wytrzymałościowe

Charakter obciążenia zęba

Składowe siły P_z/n działającej wzdłuż odcinka przyporu, wywołują zginanie, ściskanie podstawy zęba oraz nacisk na powierzchnie boczne.

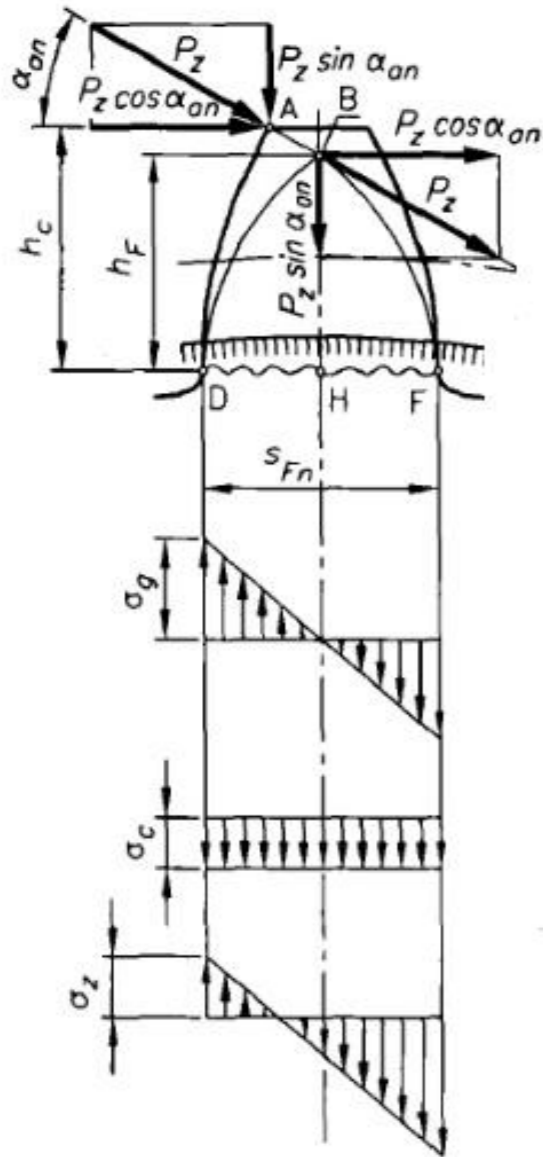


Zginanie i ściskanie zęba



Nacisk na powierzchnie boczne zęba

Naprężenie u podstawy zęba



W obliczeniach statycznych:

$$\sigma_z = \sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{P_z \cos \alpha_{an} h_F}{\frac{b s_{Fn}^2}{6}} = \frac{P}{b m_n} Y_{F\alpha}$$

gdzie

$$Y_{F\alpha} = \frac{6 \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{an}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \quad \text{Wsp. kształtu zęba}$$

W obliczeniach zmęczeniowych:

$$\sigma_F = \frac{P}{b m_n} \cdot Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta \cdot K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$$

Gdzie: Y_{FS} - łączny wsp. kształtu zęba

Y_ϵ - wsp. wskaźnika zarysu

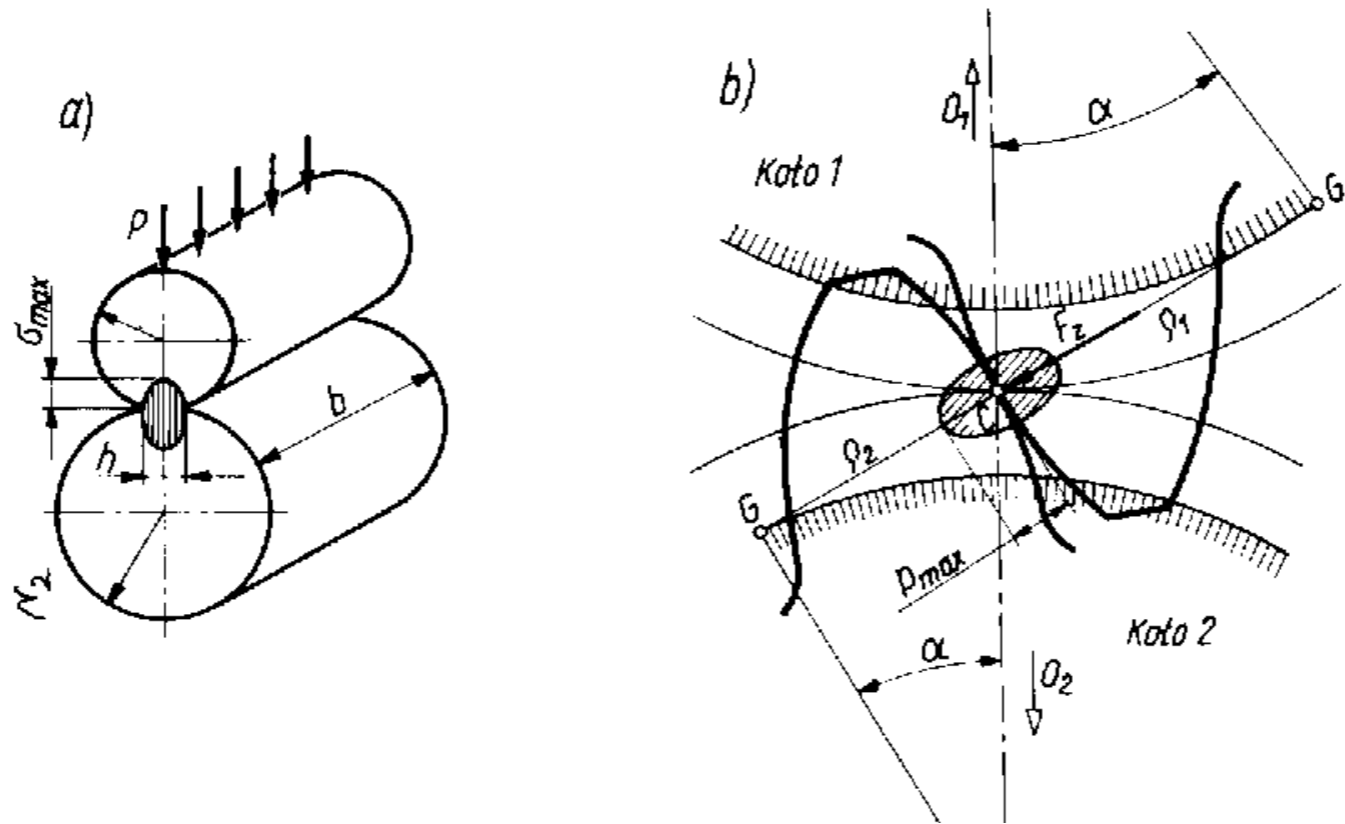
Y_β - wsp. pochylenia zęba

Wsp. obliczeniowe

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cos^2 \beta_b$$

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120}$$

Naprężenia na bocznej powierzchni zęba



$$\sigma_{H \max} = \frac{2F_n}{L \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot \frac{1}{2\pi(1-\nu^2)}$$

Naprężenia na bocznej powierzchni zęba

Po przyjęciu zależności:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha,$$

$$\rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$$

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

W obliczeniach statycznych, wzór na nacisk kontaktowy przyjmuje następującą postać:

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{P_z}{bd_1} \frac{u+1}{u}}$$

Wsp. obliczeniowe

Wsp. geometrii powierzchni stykających się zębów:

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}}$$

Wsp. właściwości materiałów współpracujących kół:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Wsp. obliczeniowe

Wartości współczynnika Z_E

Zębnik			Koło			Z_E [MPa ^{1/2}]
Materiał	E [$\times 10^3$ MPa]	ν	Materiał	E [$\times 10^3$ MPa]	ν	
stal	206	0,3	stal	206	0,3	189,8
			staliwo	202		188,9
			żeliwo sferoidalne	173		181,4
			żeliwo szare	118		162,0
			brąz cynowy*	85	0,35	146,9
staliwo	202		staliwo	202	0,3	188,0
			żeliwo sferoidalne	173		180,5
			żeliwo szare	118		161,4
żeliwo sferoidalne	173		173,9			
żeliwo szare	118		156,6			
żeliwo szare	118	143,7				
stal	206	tekstolit	0,8	0,5	56,4	

* Dla przekładni ślimakowych.

Naprężenia na boczną powierzchnię zęba w obliczeniach zmęczeniowych

W obliczeniach zmęczeniowych, wzór na nacisk kontaktowy przyjmuje następującą postać:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{P}{bd_1} \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \cdot \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq$$

Wsp. obliczeniowe

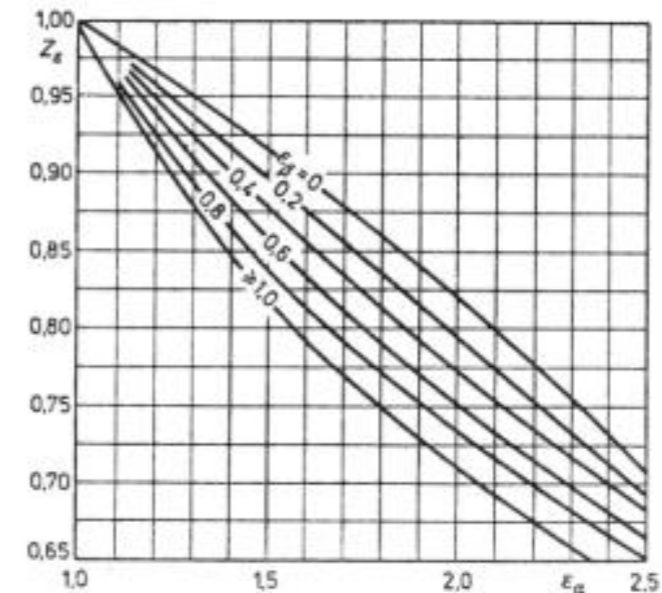
— dla zębów prostych

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

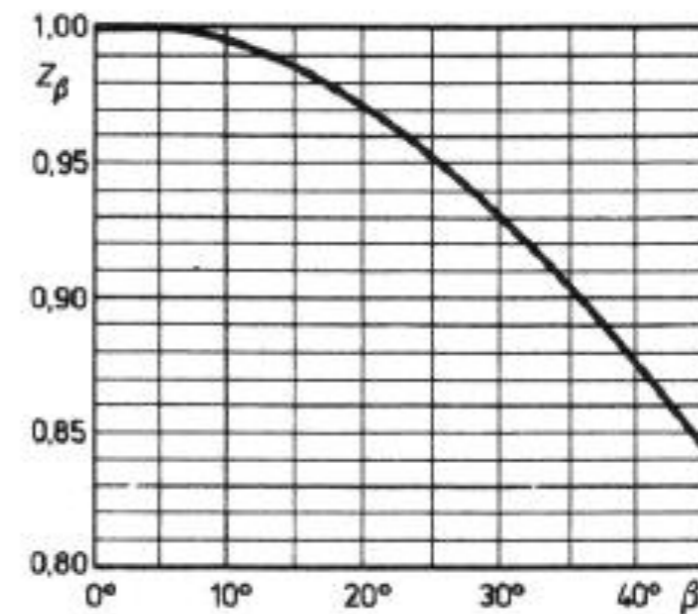
— dla zębów śrubowych

$$Z_\epsilon = \begin{cases} \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}, & \text{gdy } \epsilon_\beta < 1 \\ \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}, & \text{gdy } \epsilon_\beta \geq 1 \end{cases}$$

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



Wykres współczynnika Z_ϵ w zależności od czołowego (ϵ_α) i poskokowego (ϵ_β) wskaźnika ząbkowania



Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowe złamanie zęba)

Wsp. bezpieczeństwa na zmęczeniowe złamanie zęba:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{\frac{P}{bm_n} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}} \cdot \frac{Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta \text{ rel} T} Y_{R \text{ rel} T} Y_X}{Y_{F\alpha} Y_{S\alpha} Y_\epsilon Y_\beta} \geq S_{F \text{ min}}$$

Wsp. bezpieczeństwa zmęczeniowej wytrzymałości kontaktowej:

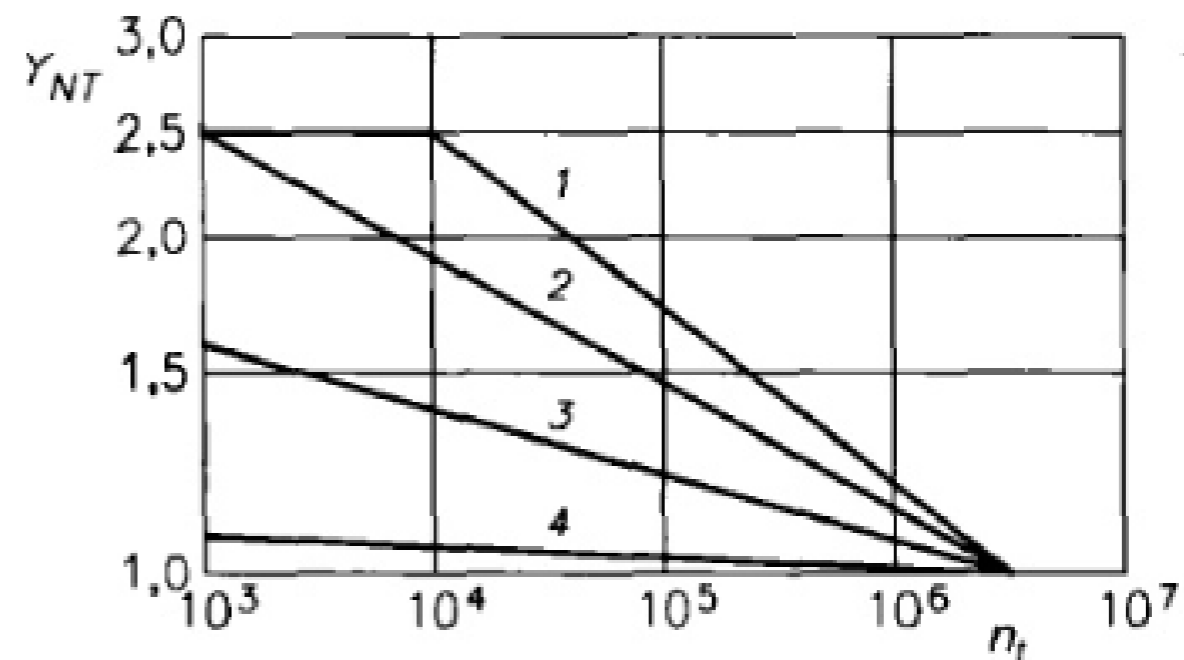
$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{P}{bd_1} \frac{u \pm 1}{u}}} \cdot \frac{Z_{NT} Z_L Z_R Z_v Z_W Z_X}{\sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \geq S_{H \text{ min}}$$

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowe złamanie zęba)

Y_{ST} Wsp. spiętrzenia naprężenia przy wyznaczeniu granicy zmęczenia $Y_{ST} = 2$

Y_{NT} Wsp. trwałości

1 — stale konstrukcyjne, hartowane na wskroś, 2 — stale nawęglane lub hartowane powierzchniowo, 3 — stale hartowane na wskroś i azotowane gazowo, żeliwo szare, 4 — stale hartowane na wskroś i azotowane kąpielowo



Liczbę cykli obciążenia można określić, znając liczbę godzin pracy przekładni τ

$$n_t = 60n\tau$$

Obliczenia sprawdzające

Okresy trwałości przekładni

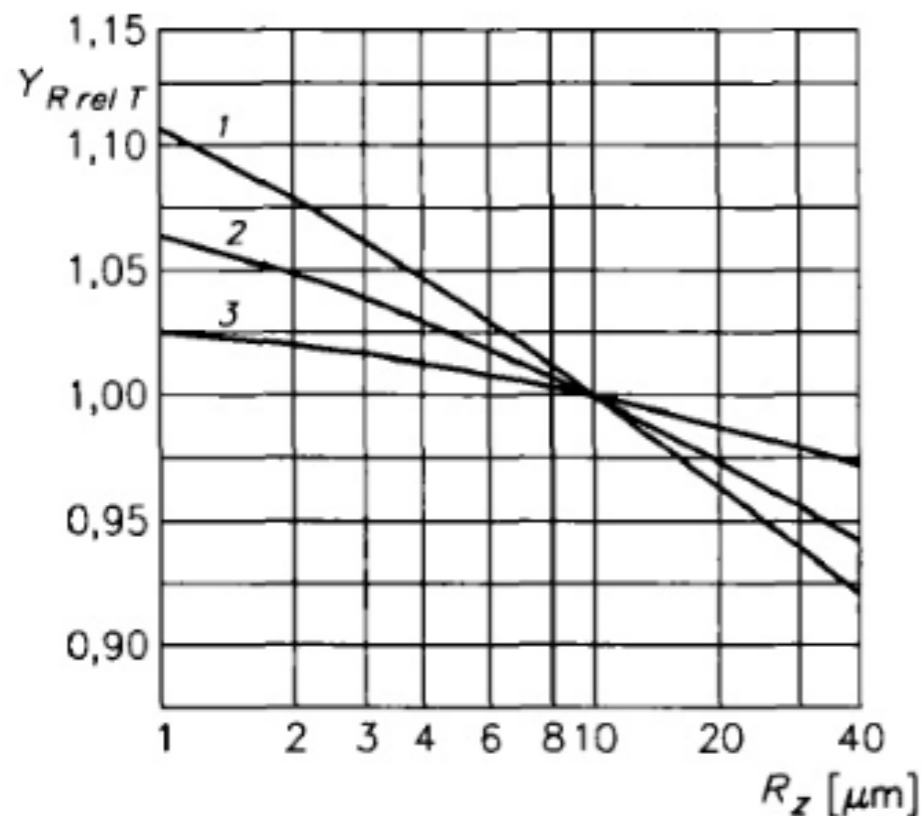
Rodzaj pracy	Okres trwałości τ [h]				
Przekładnie pracujące stale przy pełnym obciążeniu (np. przekładnie turbinowe)	40 000 ÷ 150 000				
Przekładnie pracujące okresowo przy pełnym obciążeniu (np. przekładnie dźwignic, obrabiarek)	500 ÷ 5000				
Przekładnie rzadko pracujące o napędzie ręcznym (np. podnośniki zębatkowe)	50 ÷ 100				
Przekładnie w skrzynce biegów (po przejechaniu 120 000 km)	Bieg				
	I	II	III	IV	V
w samochodzie osobowym	9	81	300	2600	—
w samochodzie ciężarowym	15	30	105	390	2460
w ciągniku	150	450	1950	450	—

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowe złamanie zęba)

$Y_{\delta rel T}$ Wsp. wrażliwości materiału na działanie karbu

$$Y_{\delta rel T} = \begin{cases} 1 & \text{dla } q_s \geq 1,5 \\ 0,95 & \text{dla } q_s < 1,5 \end{cases}$$

$Y_{R rel T}$ Wsp. uwzględniający chropowatość powierzchni

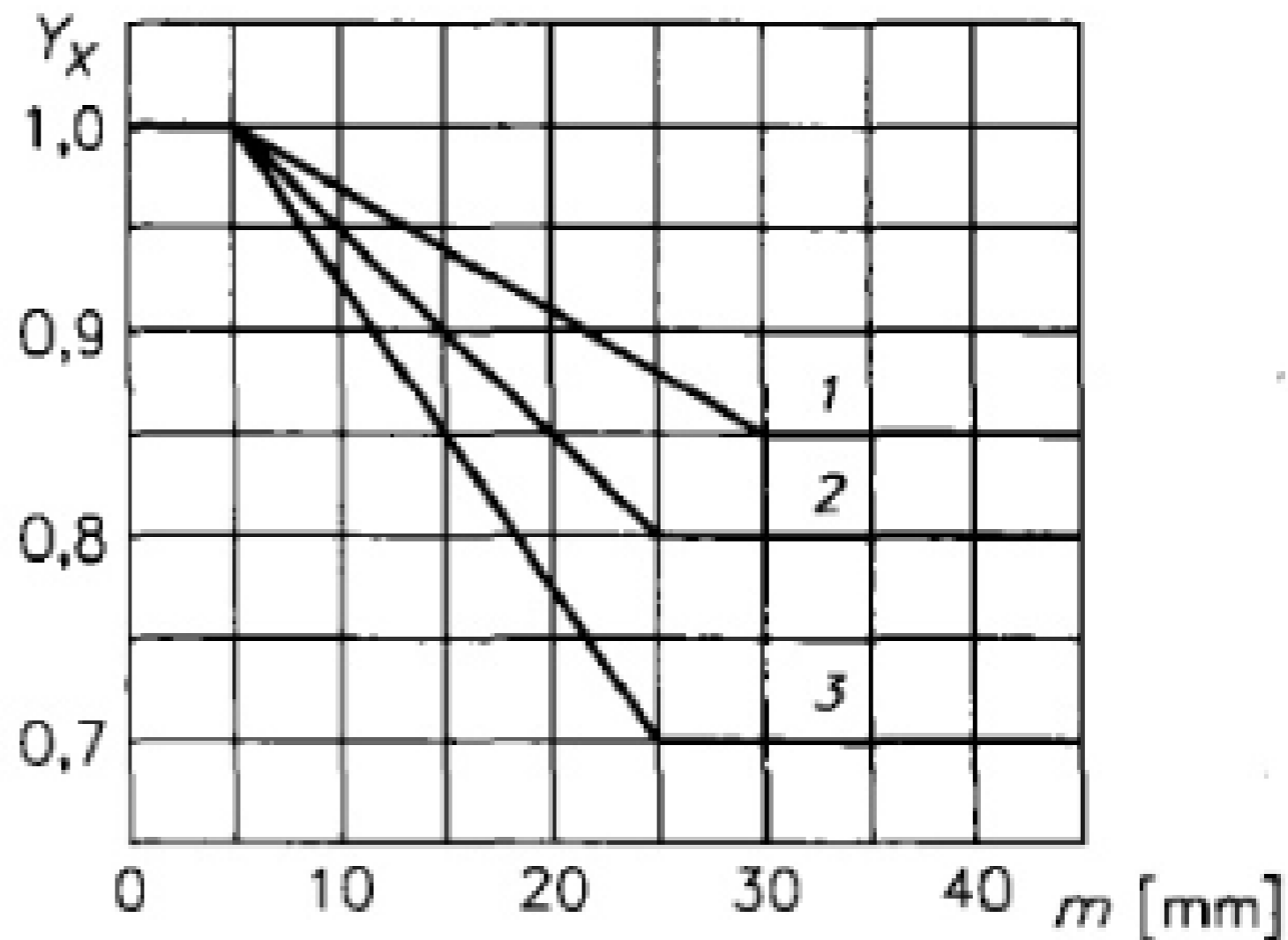


1 — stal utwardzona na wskroś lub hartowana powierzchniowo, 2 — stal w stanie miękkim, 3 — żeliwo szare oraz stal azotowana lub cyjanowana

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowe złamanie zęba)

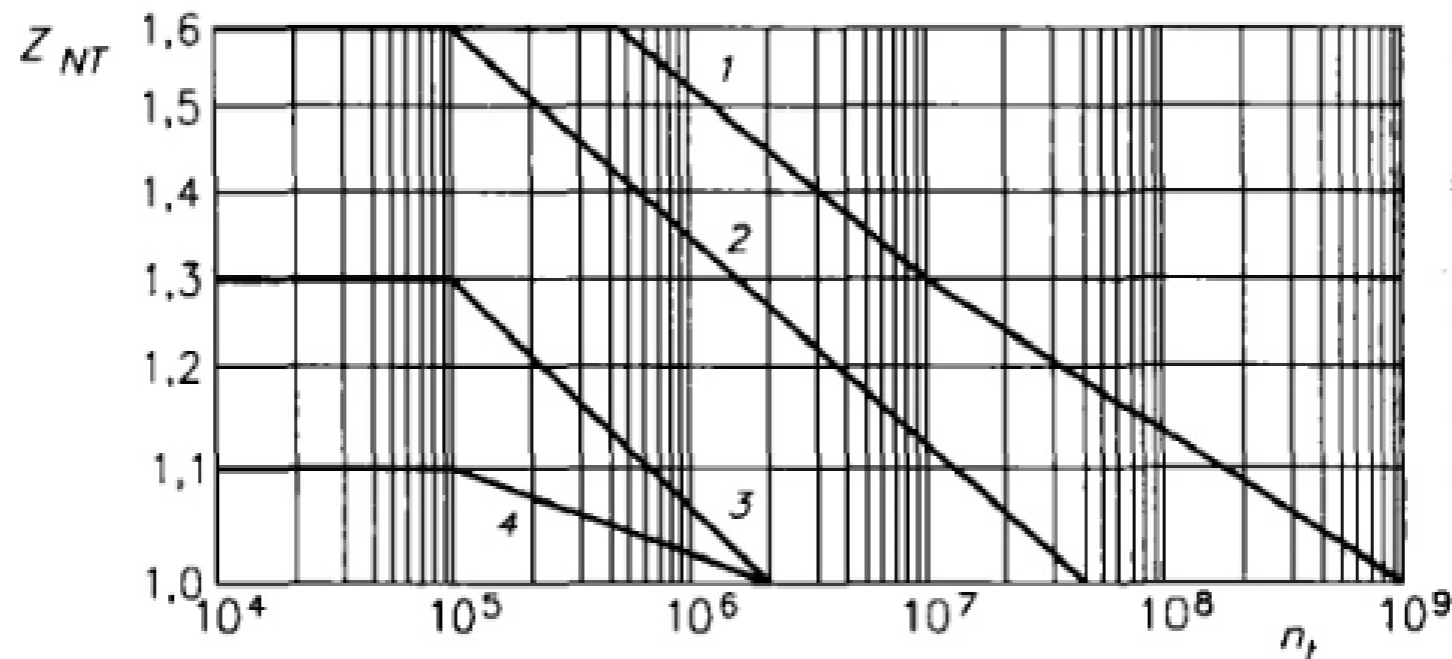
Y_x Wsp. wielkości zęba:

1 — stal konstrukcyjna oraz stale hartowane na wskroś, 2 — stal hartowana powierzchniowo i azotowana, 3 — żeliwo szare



Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowa wytrzymałość kontaktowa)

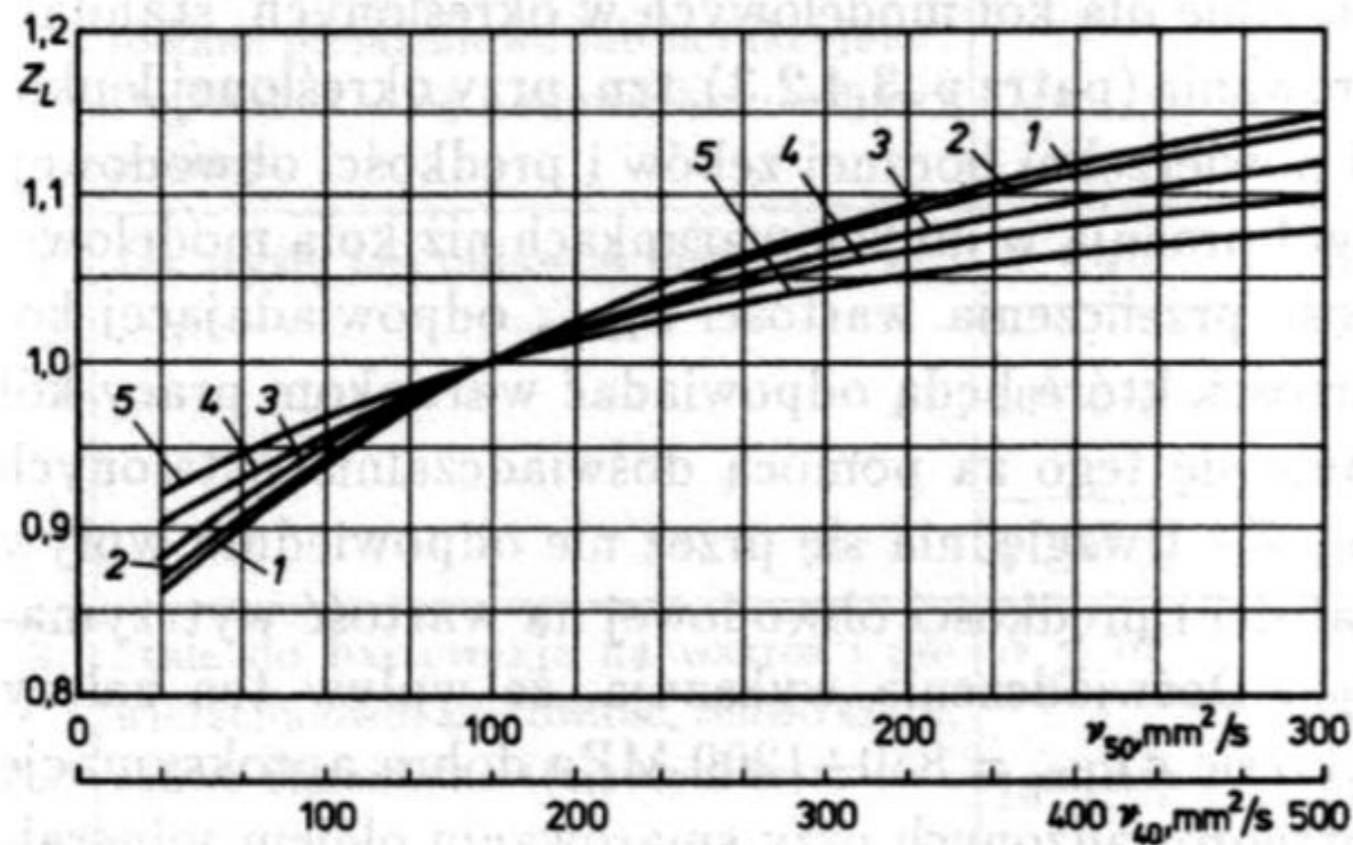
Z_{NT} - Wsp. trwałości na nacisk kontaktowy:



1 — stal konstrukcyjna, stale hartowane na wskroś, stale hartowane powierzchniowo (gdy dopuszcza się niewielkie objawy pittingu), 2 — materiały jak wyżej (gdy nie dopuszcza się objawów pittingu), 3 — stale hartowane na wskroś i azotowane gazowo, żeliwo szare, 4 — stale hartowane na wskroś i azotowane kąpielowo

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowa wytrzymałość kontaktowa)

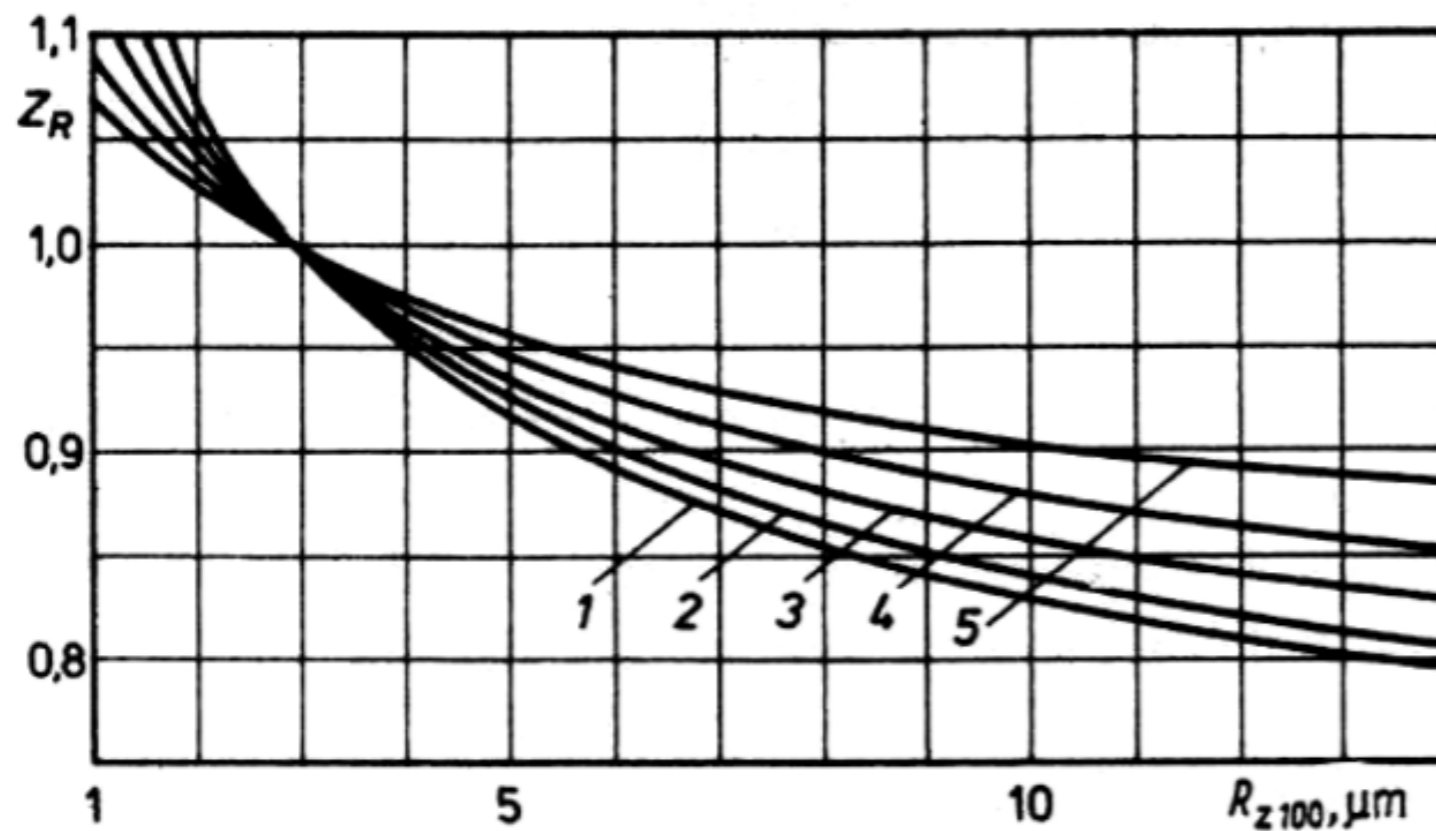
Z_L - Wsp. lepkości oleju:



- 1- $\sigma_{Hlim} = 850$ MPa,
- 2- $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa,
- 3- $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa,
- 4- $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa,
- 5- $\sigma_{Hlim} = 1200$ MPa

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowa wytrzymałość kontaktowa)

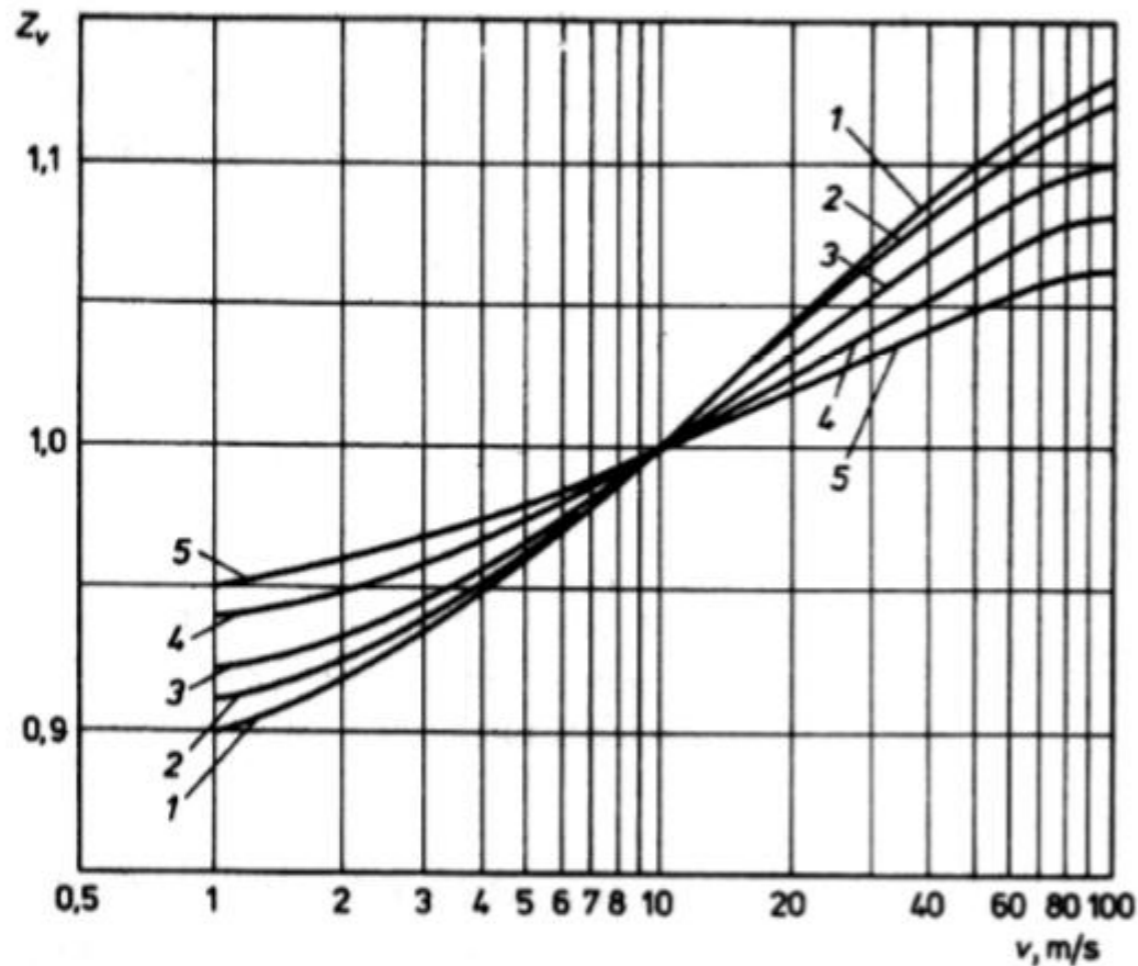
Z_L - Wsp. chropowatości powierzchni:



- 1- $\sigma_{Hlim} = 850$ MPa,
- 2- $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa,
- 3- $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa,
- 4- $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa,
- 5- $\sigma_{Hlim} = 1200$ MPa

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowa wytrzymałość kontaktowa)

Z_v - Wsp. prędkości obwodowej:



- 1- $\sigma_{Hlim} = 850$ MPa,
- 2- $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa,
- 3- $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa,
- 4- $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa,
- 5- $\sigma_{Hlim} = 1200$ MPa

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowa wytrzymałość kontaktowa)

Z_v - Wsp. zgniotu powierzchni:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

przy czym wzór powyższy obowiązuje dla zakresu $130 \leq HB \leq 470$.
Gdy $HB < 130$, wówczas współczynnik twardości wynosi $Z_W = 1,2$, a dla $HB > 470$ wynosi $Z_W = 1,0$. Dla kół z zębami hartowanymi powierzchniowo $Z_W = 1,0$.

Obliczenia sprawdzające (zmęczeniowa wytrzymałość kontaktowa)

Z_x - Wsp. wielkości:

Dla kół stalowych
hartowanych
powierzchniowo

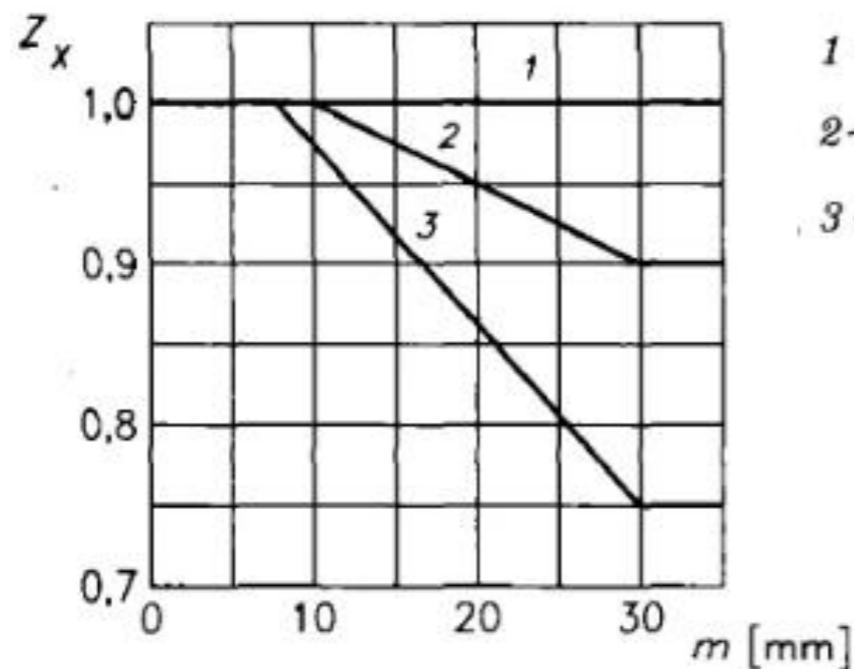
Dla kół stalowych
azotowanych

Dla pozostałych

$$Z_X = 1,05 - 0,005 \cdot m_n$$

$$Z_X = 1,08 - 0,011 \cdot m_n$$

$$Z_X = 1$$



1 — dla obciążeń statycznych,

2 — dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo,

3 — dla kół stalowych azotowanych

Współczynniki bezpieczeństwa

Minimalne wartości współczynników bezpieczeństwa S_{Fmin} i S_{Hmin}

Wymagania eksploatacyjne	S_{Fmin}	S_{Hmin}
Maksymalna niezawodność	1,50 ÷ 3,00	1,25 i wyżej
Prawdopodobieństwo zniszczenia $\leq 1\%$	1,00 ÷ 1,25	1
Prawdopodobieństwo zniszczenia $\leq 30\%$	0,70 ÷ 0,80	0,8

Materiały stosowane na koła zębate

Własności wytrzymałościowe materiałów na koła zębate

Rodzaj materiału	Rodzaj obróbki cieplnej	Symbol	Twardość boku zęba	σ_H lim [MPa]	σ_F lim [MPa]
Żeliwo szare	—	EN-GJL-200	170HB	270	50
		EN-GJL-250	210HB	310	60
		EN-GJL-350	230HB	360	80
Stal konstrukcyjna zwykłej jakości	—	S275JR	125HB	290	170
		E295	150HB	340	190
		E335	180HB	400	200
		E360	208HB	460	220
Stal konstrukcyjna wyższej jakości	ulepszanie	C22	140HV	440	170
	normalizowanie	C45	185HV	590	200
	ulepszanie	C55	210HV	620	220
Stal konstrukcyjna do ulepszania cieplnego	ulepszanie	34Cr2	260HV	650	270
		41Cr4	260HV	650	270
		42CrMo4	280HV	670	290
		34CrNiMo6	310HV	770	320
Stal do ulepszania cieplnego hartowana powierzchniowo	hartowanie powierzchniowe łącznie z dnem wrębu	C45	560HV	1100	270
		41Cr4	610HV	1280	310
		42CrMo4	650HV	1360	350
Stal do ulepszania cieplnego azotowana	azotowanie kąpielowe	C45	400HV	1100	350
	azotowanie kąpielowe	42CrMo4	500HV	1220	430
	azotowanie gazowe	42CrMo4	550HV	1220	430
Stal do nawęglania	utwardzanie dyfuzyjne	C15	720HV	1600	230
		16MnCr5	720HV	1630	460
		20MnCr5	720HV	1630	480
		15CrNi6	720HV	1630	500
		18CrNi8	740HV	1630	500
Tekstolit	tkanina bakelizowana gruba			110	50
	tkanina bakelizowana drobna			130	60

Obliczenie zębów na zgrzanie (zatarcie)

Wsp. pewności na zgrzanie

$$x_T = \frac{z_1 m_n b}{1000 N_T} \geq 1$$

gdzie:

m_n i b w mm,

N_T — moc tarcia w kW, dla $\alpha = 20^\circ$ obliczana ze wzoru

$$N_T = N \cdot 6y^2 \mu \frac{1}{z_1} \left(1 + \frac{1}{u} \right)$$

Jeżeli współczynnik tarcia $\mu = 0,025$ i $y = 1$

$$N_T \approx \frac{N \left(1 + \frac{1}{u} \right)}{7z_1}$$

Algorytm projektowania przekładni zębatej - walcowej

Obliczenia wstępne

1. Dobór materiału, wstępne ustalenie naprężeń dopuszczalnych:

$$\sigma_{HP} = 0.8\sigma_{Hlim}$$

$$\sigma_{FP} = 0.6\sigma_{Flim}$$

2. Określenie wsp. K_A i przyjęcie współczynnika $K_V = K_A$
3. Przyjęcie wartości wsp. szerokości koła zębatego κ

Wartości współczynnika κ

Położenie kół względem łożysk	Obróbka cieplna		
	Ulepszanie HB \geq 200	Nawęglanie i hartowanie powierzchniowe	Azotowanie
Symetryczne	$\leq 1,4$	$\leq 1,1$	$\leq 0,8$
Niesymetryczne	$\leq 1,1$	$\leq 0,9$	$\leq 0,6$
Wysięgnikowe	$\leq 0,7$	$\leq 0,6$	$\leq 0,4$

Obliczenia wstępne

4. Przyjęcie wsp. Y_{SF} obliczenie wsp. Y_{β} .
5. Przyjęcie minimalnej liczby zębów z_1

Najmniejsze liczby zębów zębniaka przy zębach prostych

Rodzaj napędu	z_{1min}
Koła o dużych prędkościach obwodowych, $v > 4$ m/s, przy przeciążeniach	16
Koła o średnich prędkościach obwodowych $v = 0,8 \div 4$ m/s	12
Koła o małych prędkościach obwodowych, przy małych obciążeniach $v < 0,8$ m/s	10
Przekładnie precyzyjne dla pierwszego stopnia dla drugiego stopnia	20 ÷ 25 14 ÷ 17
Przekładnie dużej mocy (turbinowe)	33

Obliczenia wstępne

6. Obliczenie przybliżonej wartości modułu normalnego i przyjęcie wartości znormalizowanej

$$m = 12,6 \sqrt[3]{\frac{M_1 K_F}{\kappa z_1^2 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_{\beta}} \text{ [mm]}$$

gdzie M_1 w N · m, lub

7. Obliczenie rozstawu osi i przyjęcie wartości znormalizowanej

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Jeżeli wartość obliczona różni się od znormalizowanej stosujemy odpowiednią korekcję zazębienia

Obliczenia sprawdzające

8. Obliczenie średnic: podziałowej, głów i stóp zębów.
9. Obliczenie wskaźników zazębienia i współczynników z nim związanych.
10. Obliczenie rzeczywistych współczynników: zastosowania, nadwyżki dynamicznej i współczynników nierównomierności rozkładu obciążenia.
11. Sprawdzenie rzeczywistego wsp. bezpieczeństwa na zmęczeniowe złamanie zęba.
12. Sprawdzenie rzeczywistego wsp. bezpieczeństwa na zmęczeniowy nacisk kontaktowy.
13. Sprawdzenie zębów na zgrzanie (zatarcie).
14. Obliczenie sił w zazębieniu .

Metody wytwarzania kół zębatych

Wytwarzanie kół zębatach

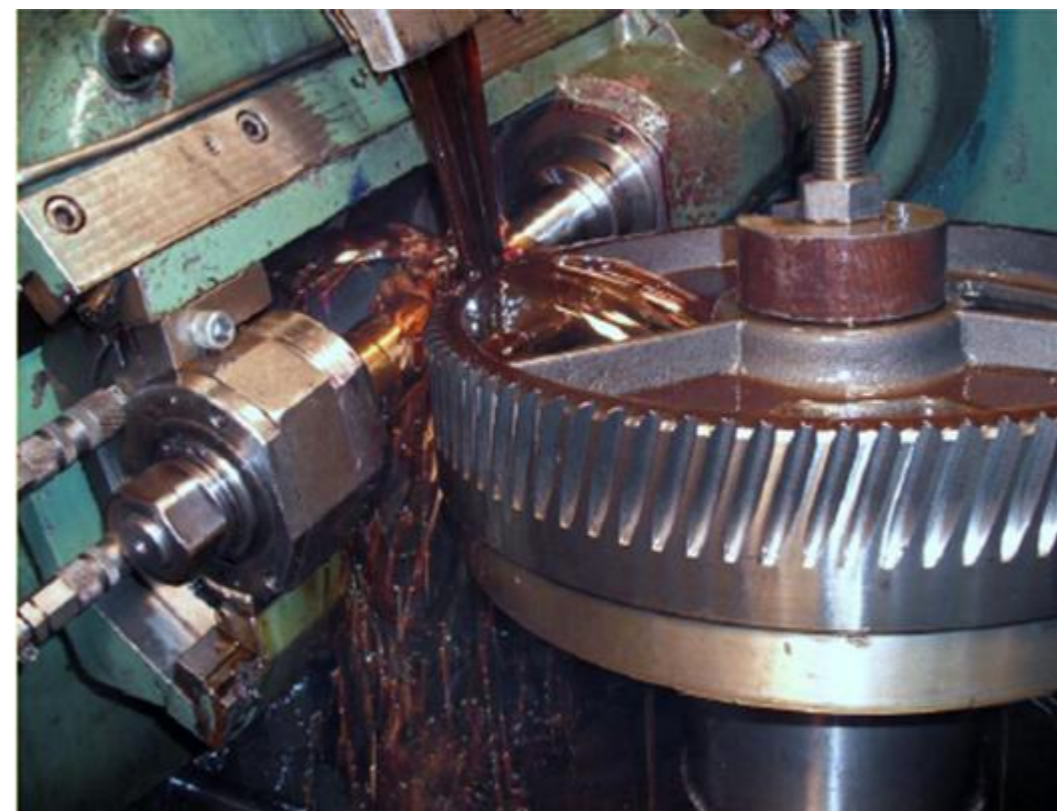
Wybór rodzaju materiału przeznaczonego na wykonanie koła zębatego narzuca technologie jego wykonania. Koła przekładni zębatach mogą być wykonywane w technologii kucia, odlewania, walcowania lub skrawania. Niezależnie od wyboru wybranego wyżej sposobu wytwarzania, ostateczny kształt zarysu zębów podlega dalszej obróbce mechanicznej kształtującej i wykańczającej. Realizuje się je jedną z dwóch metod:

- Kształtowa
- Obwiedniowa

Wytwarzanie kół zębanych



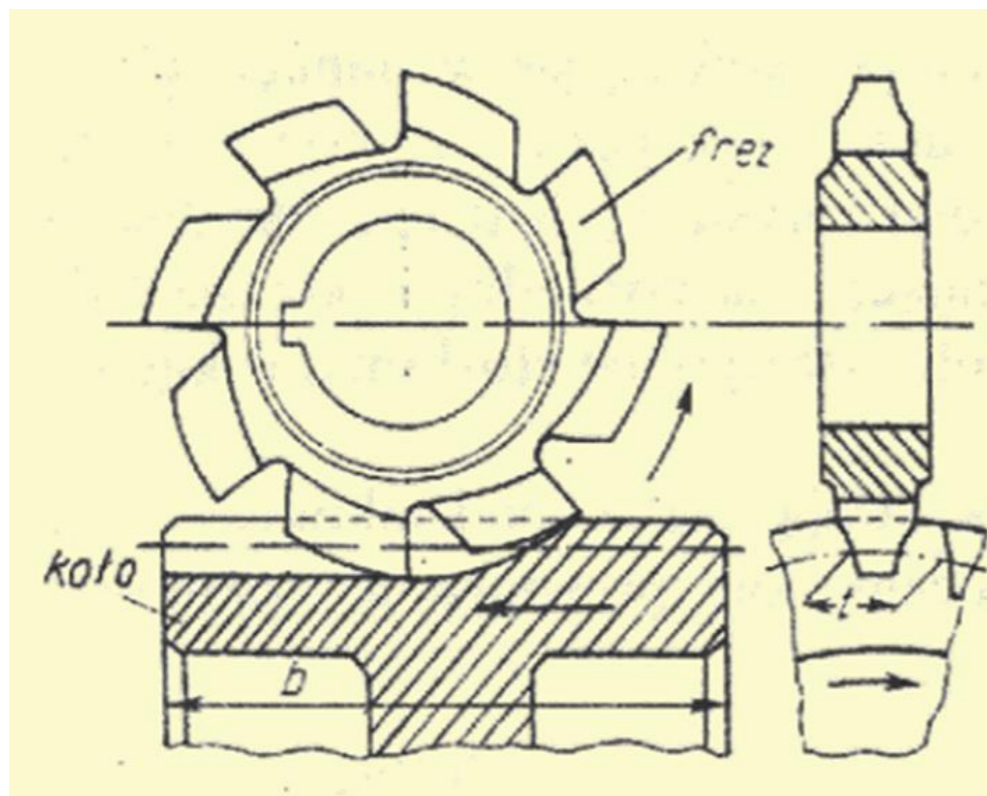
Metoda kształtowa



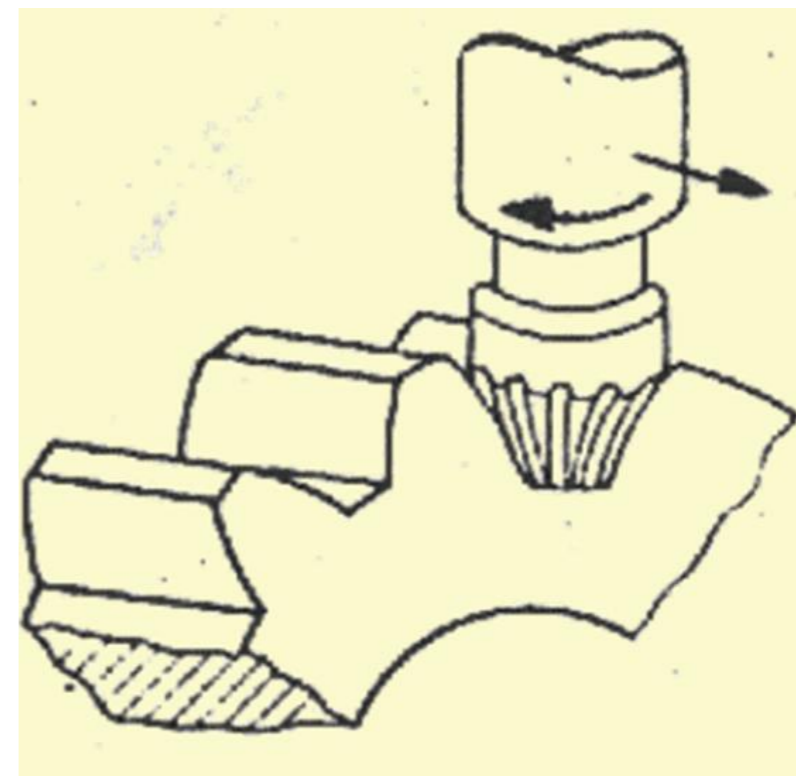
Metoda obwiedniowa

Wytwarzanie kół zębatach

Metoda kształtowa



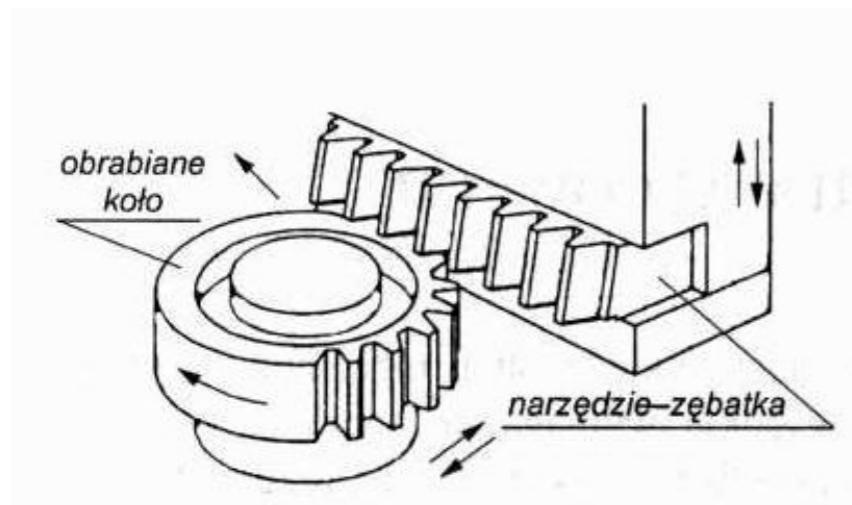
Frezem krążkowym



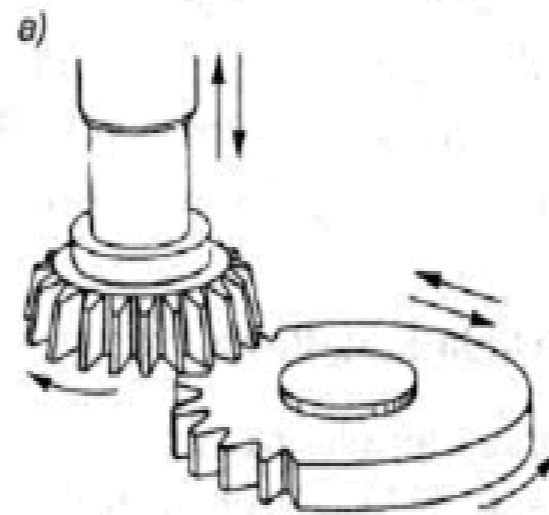
Frezem palcowym

Wytwarzanie kół zębatach

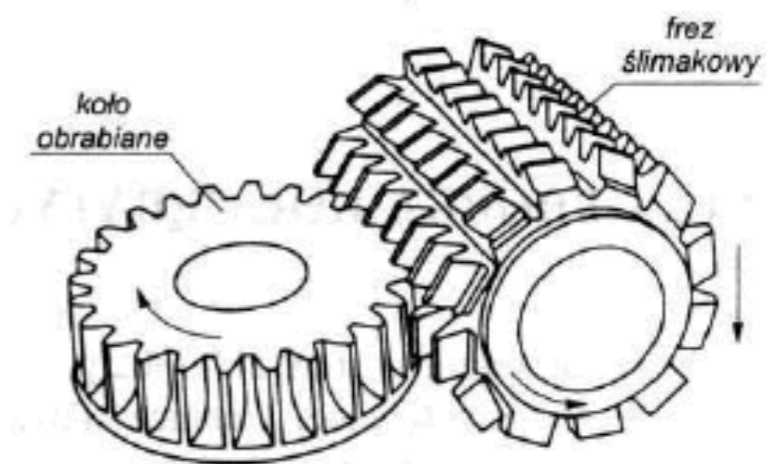
Metody obwiedniowe



Maga



Fellowsa



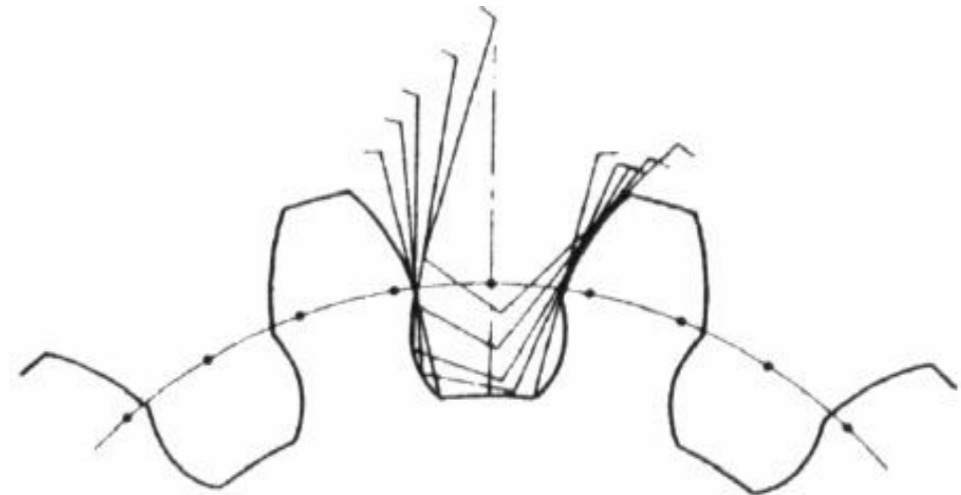
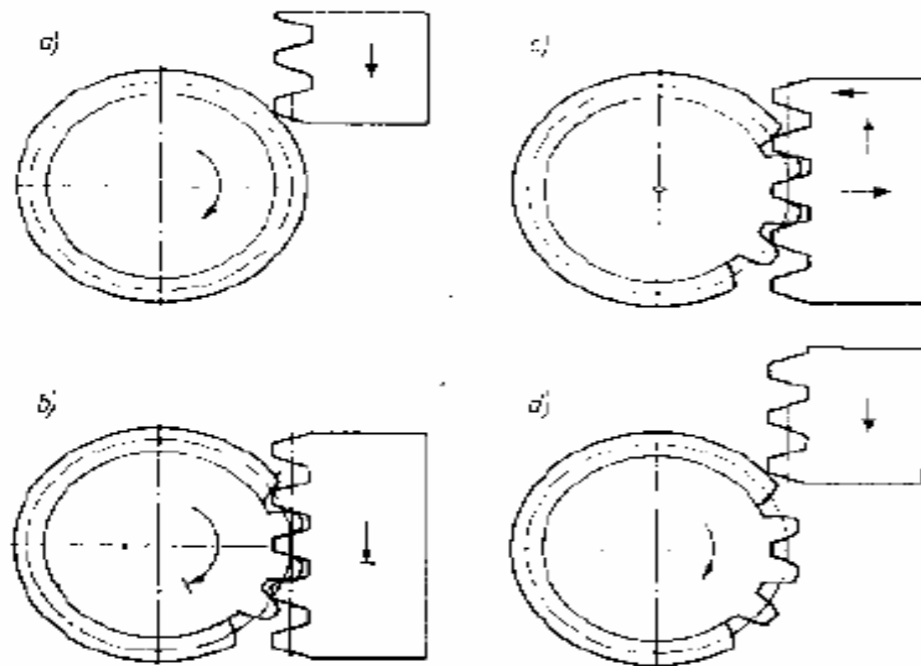
Frezowanie
obwiedniowe

Wytwarzanie kół zębatach

Ze względu na zależność zarysu zęba od modułu oraz od liczby zębów naciętych na obwodzie koła liczba narzędzi potrzebnych do obróbki kształtującej jest bardzo duża.

Najbardziej rozpowszechnionymi metodami obróbki są metody obwiedniowe przy czym najpowszechniej wykorzystywana jest metoda Maga.

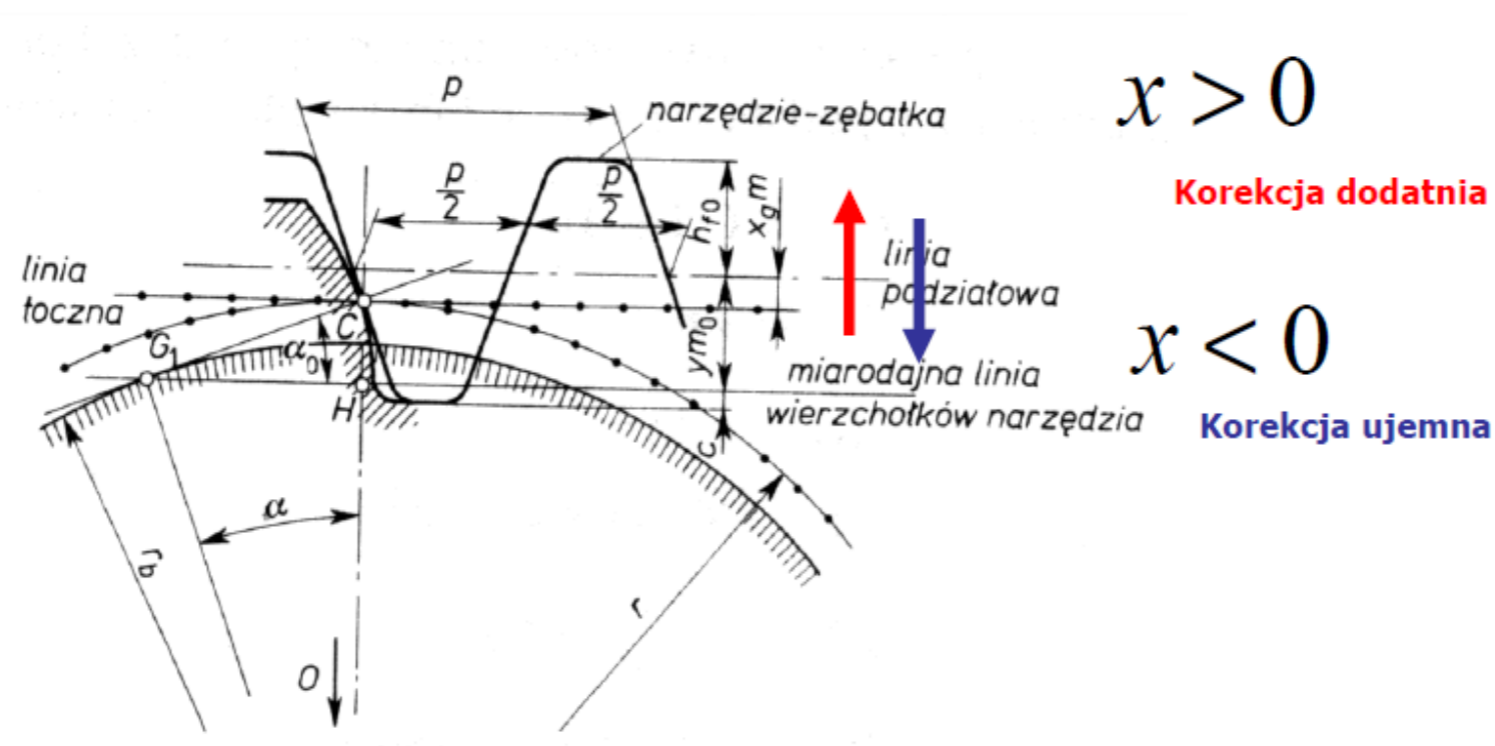
W tej metodzie, narzędzie zębatka wykonuje względem nacinanego koła ruch posuwisto zwrotny. Zarys zęba powstaje w tym przypadku jako obwiednia kolejnych położeń krawędzi tnącej narzędzia „zębatki” na drodze strugania.



Korekcja zazębienia

Korekcja zazębienia

Jeżeli linia podziałowa zębatki wychodzi w górę lub w dół od linii podziałowej nacinanego koła, mówimy wtedy o zarysie korygowanym dodatnim lub ujemnym.



Korekcja zazębienia

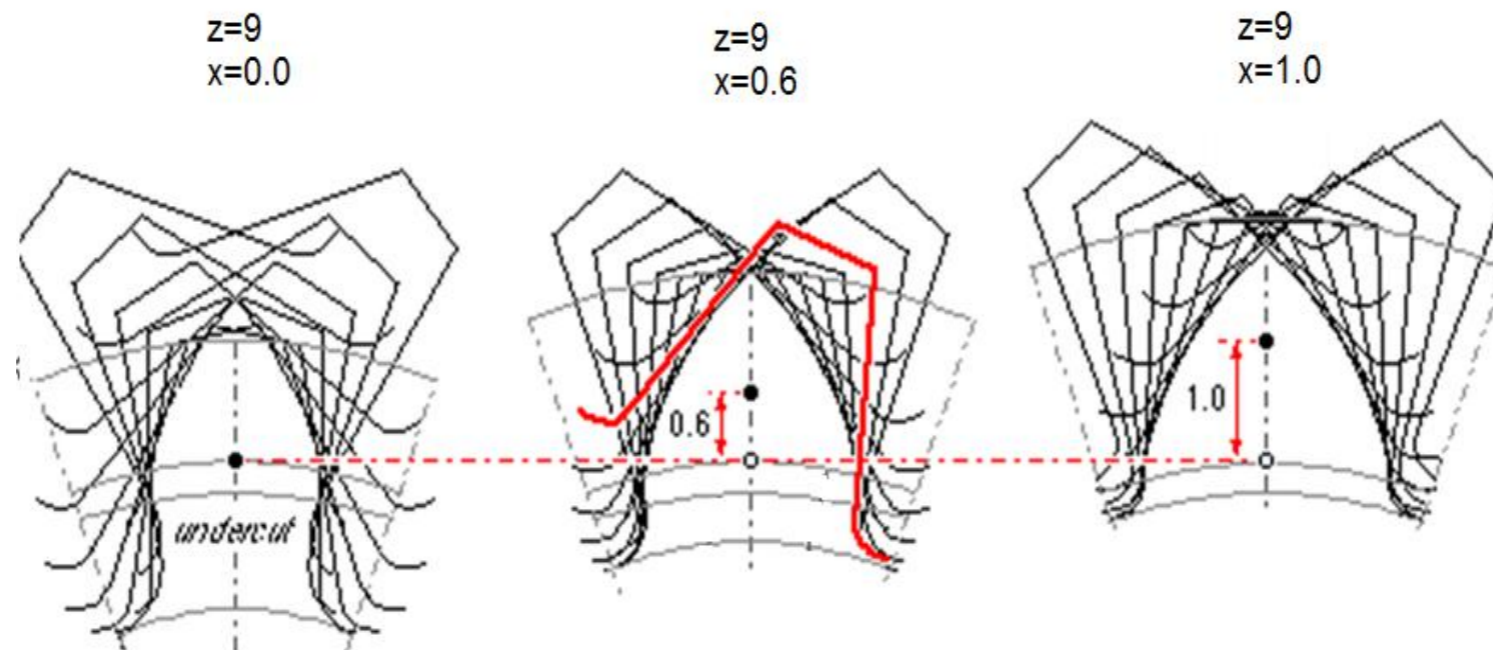
Rodzaj korekcji uzębienia określają współczynniki przesunięcia zarysu x_1 i x_2 .

Jeżeli:

$x > 0$ – korekcja dodatnia

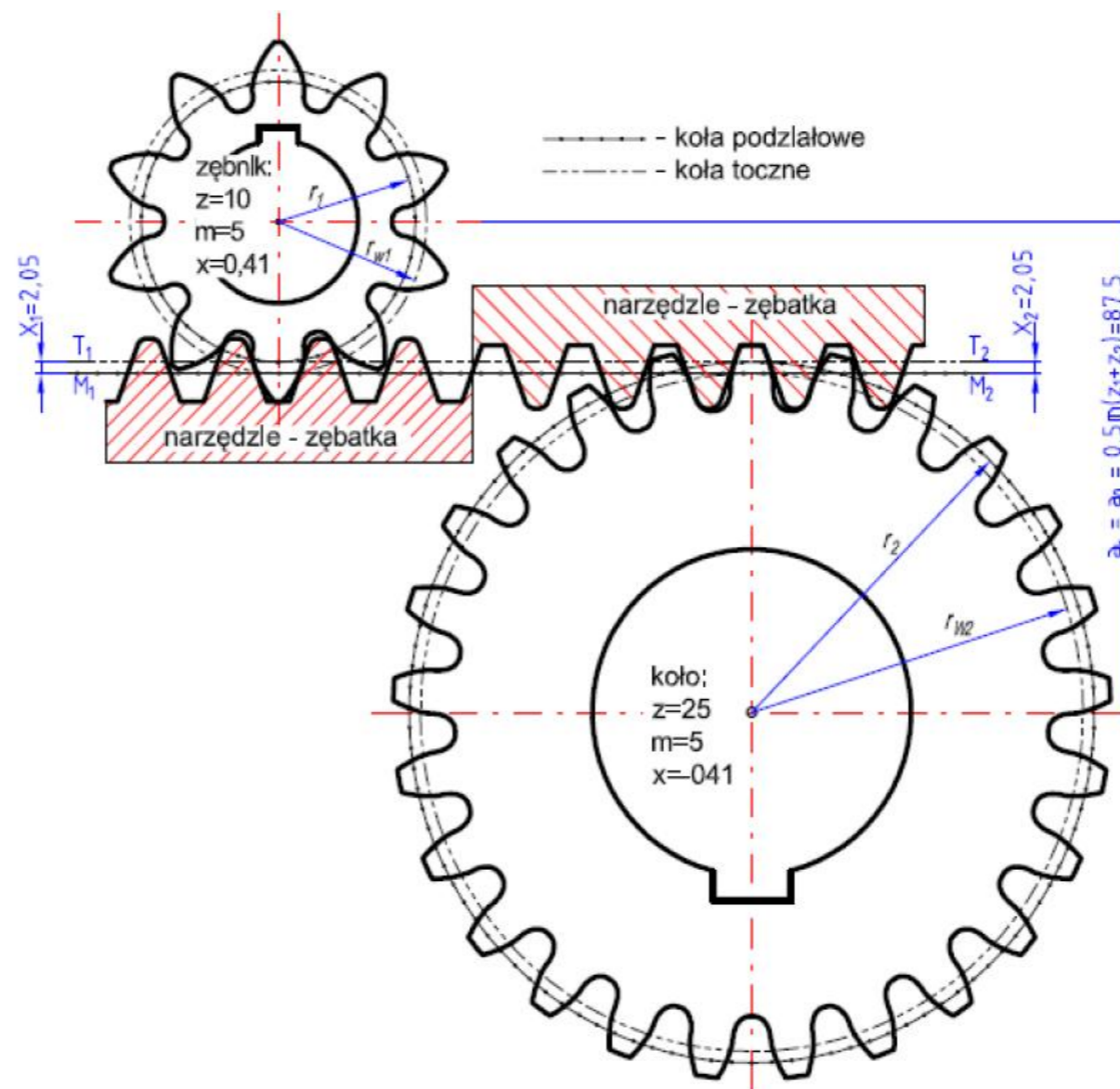
$x < 0$ – korekcja ujemna

Wpływ przesunięcia zarysu odniesienia (narzędzia zębatego) na kształt zęba przedstawiono poniżej



Korekcja zazębienia

Zabieg odsuwania narzędzia zębatki od linii podziałowej nacinanych kół współpracujących ma swoje uzasadnienie projektowo-technologiczne



Korekcja zazębienia

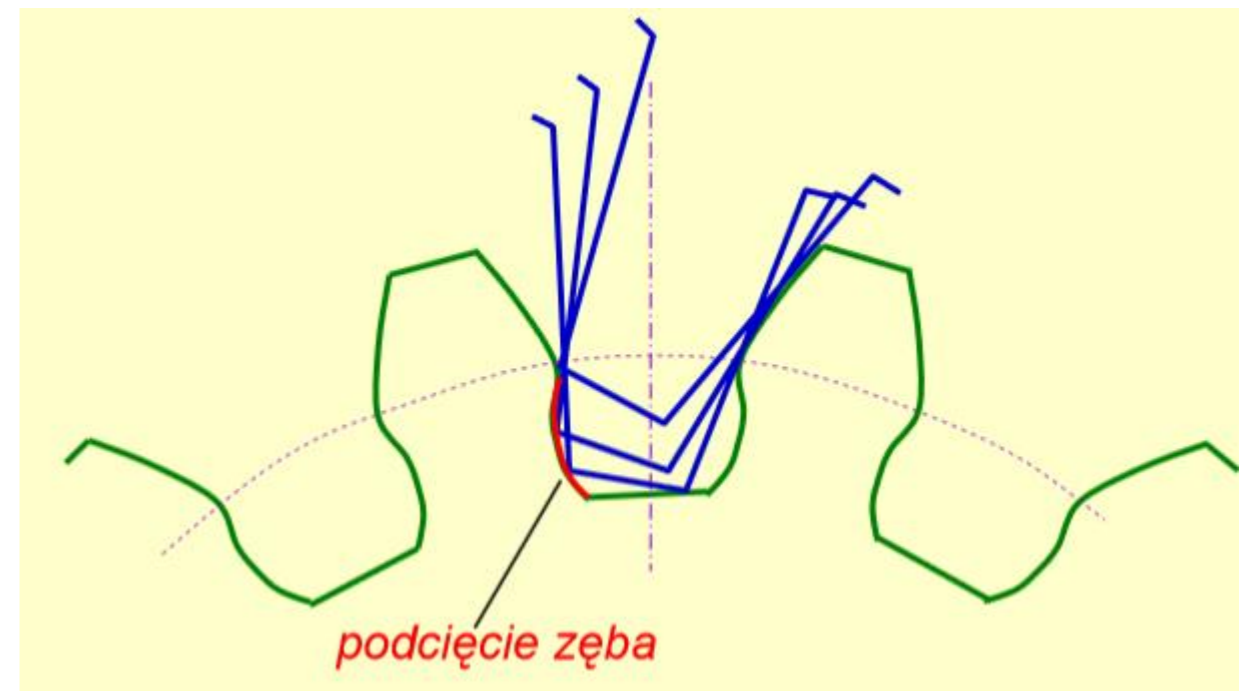
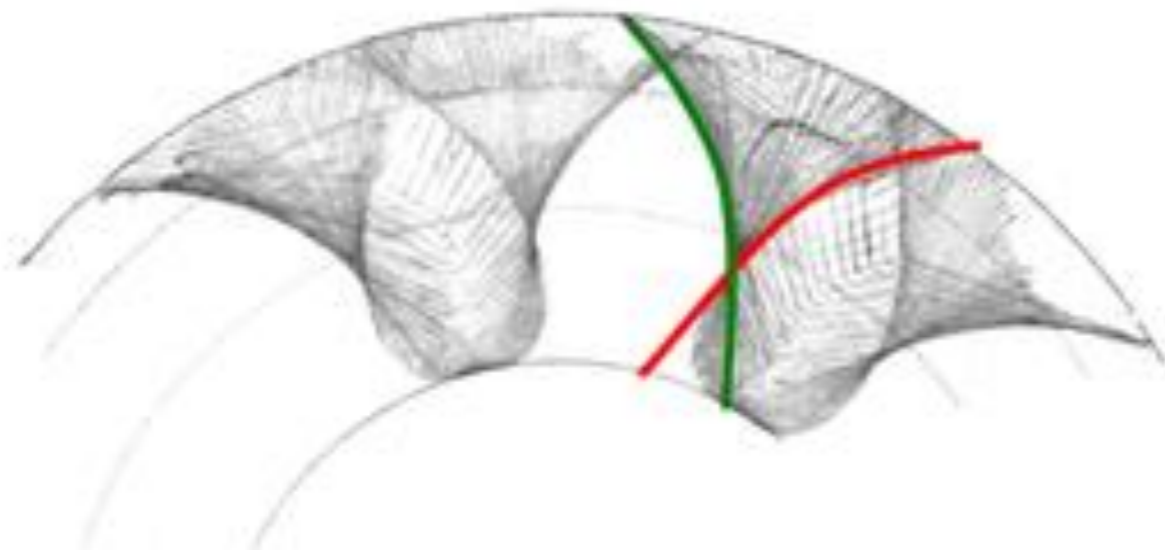
Cel stosowania korekcji zazębienia:

- **Niedopuszczenie do podcięcia podstawy zębów** (jest to podstawowa zasada konstrukcji koła zębatego).
- **Powiększenie grubości podstawy zębów** (czyli zwiększenie wytrzymałości na zmęczeniowe zginanie zęba).
- **Uniknięcie zaostrenia głowy zęba.**
- **Powiększenie promieni krzywizn współpracujących ewolwent** (czyli poprawa zmęczeniowej wytrzymałości kontaktowej boku zęba).
- **Zwiększenie stopnia pokrycia przekładni** (wskaźnika zazębienia).
- **Korzystne warunki poślizgu międzyzębego.**
- **Uzyskanie zmiany odległości międzyosiowej.**
- **Możliwość doboru kąta działania (przyporu) różnego od kąta zarysu odniesienia.**

Korekcja zazębienia

Podcinanie zęba u podstawy

Podcinanie zęba u podstawy powstaje w przypadku dużej odległości kątowej pomiędzy zębami czyli w przypadku ich zbyt małej liczby.

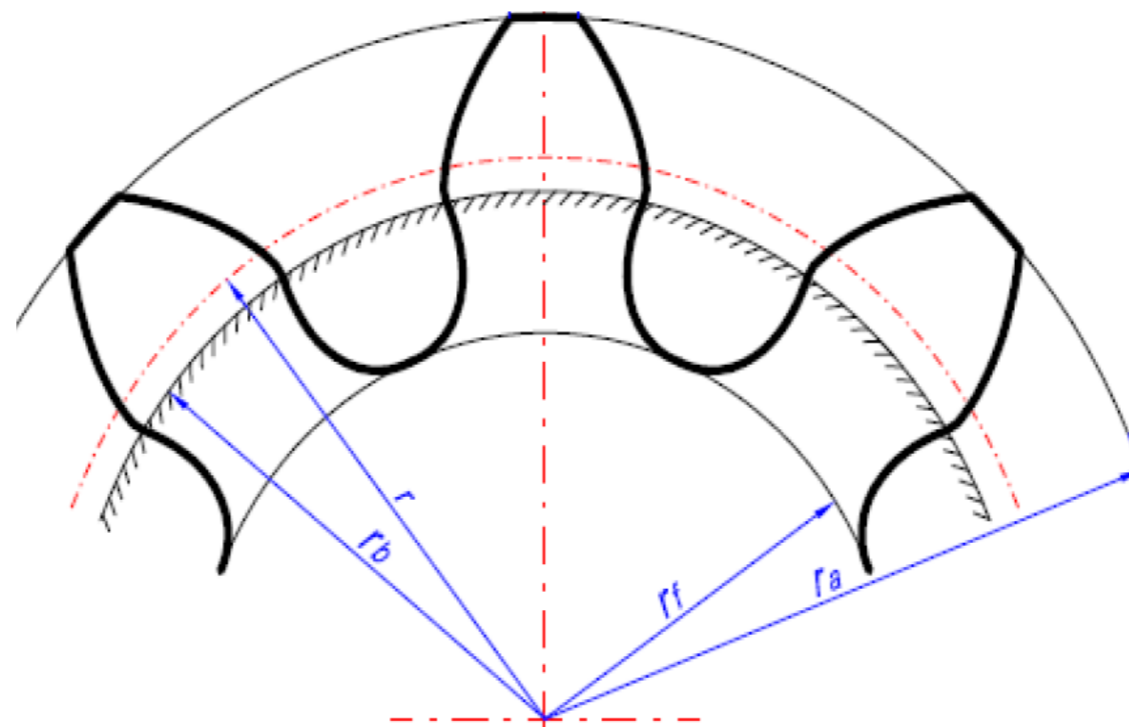


Korekcja zazębienia

Podcinanie zęba u podstawy

Efekt ten jest nie korzystny z dwóch powodów:

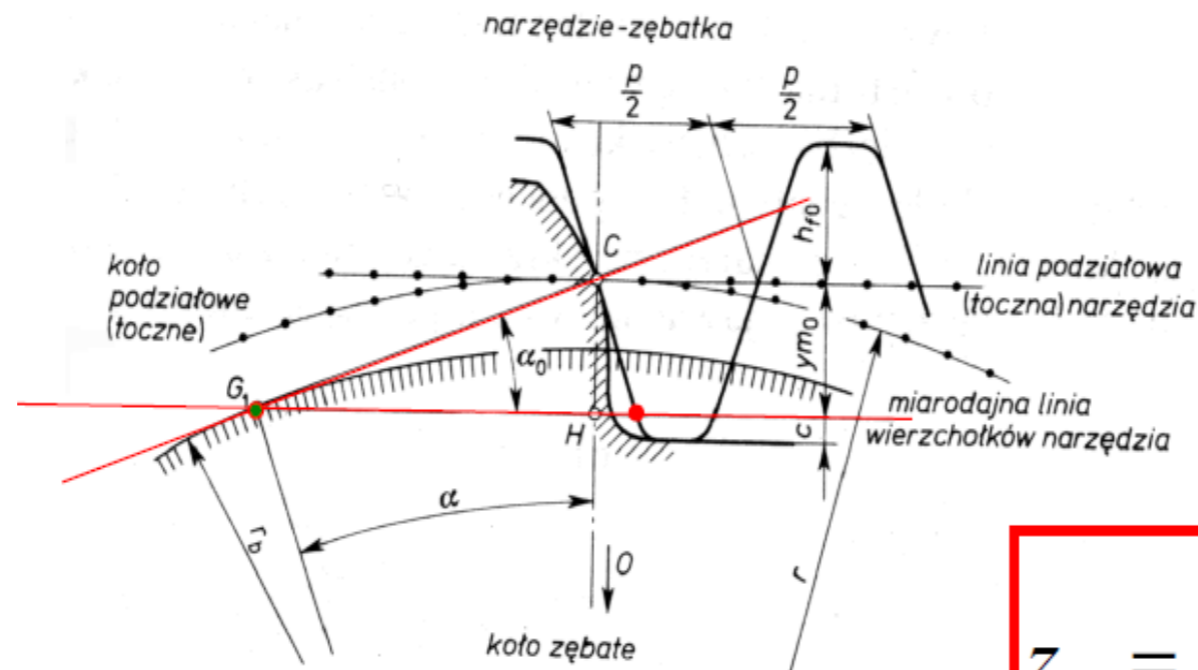
- osłabienie przekroju zęba (zmniejszenie wytrzymałości na zginanie),
- skrócenie odcinka przyporu (zmniejszenie wskaźnika zazębienia).



Korekcja zazębienia

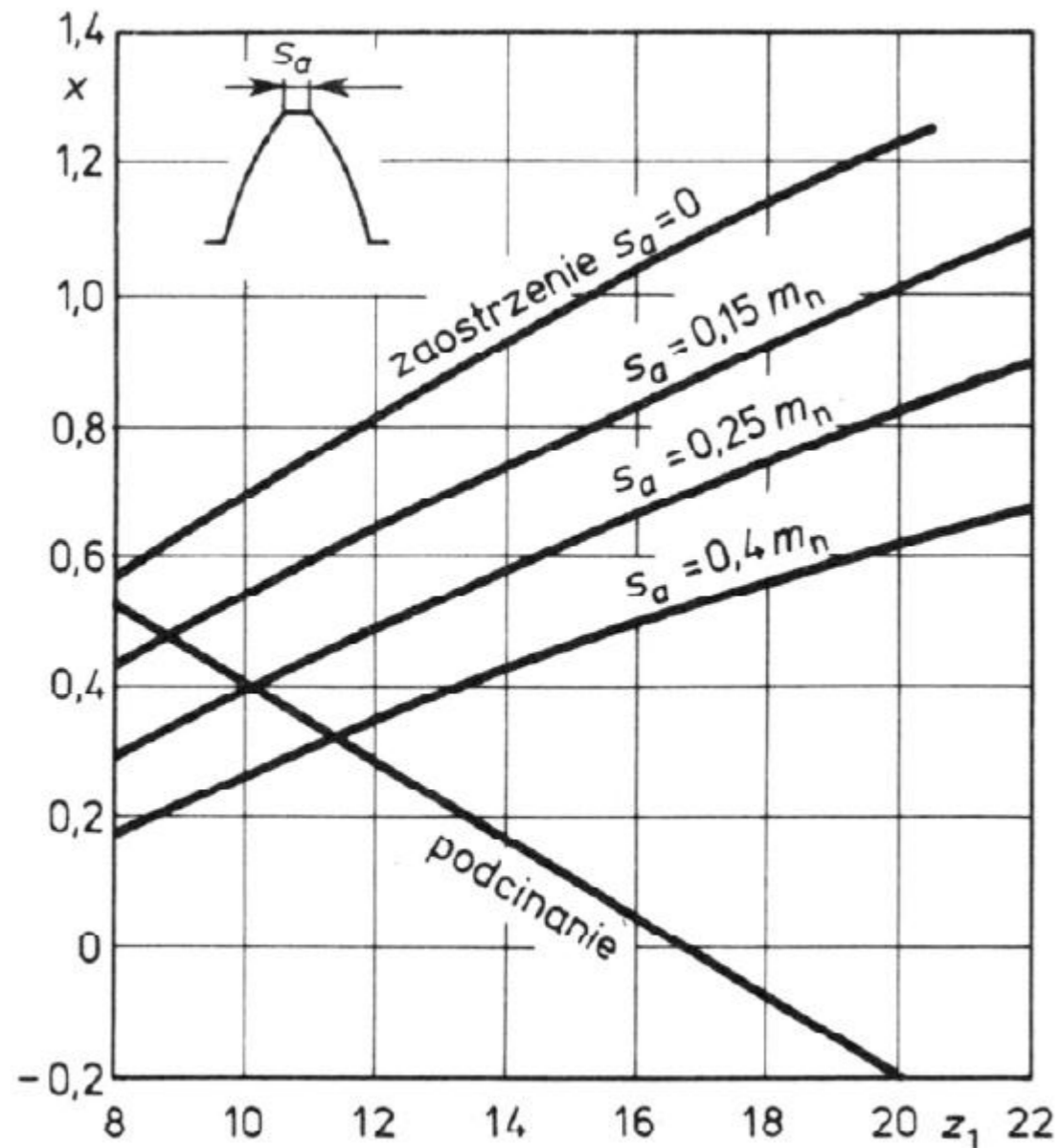
Podcinanie zęba u podstawy – graniczna ilość zębów

Podcięcie zęba wystąpi w przypadku gdy liczba zębów jest mniejsza niż graniczna!



$$z_{gr} = y \cdot \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

Korekcja zazębienia



Wykonanie koła o liczbie zębów mniejszej niż graniczna jest możliwe pod warunkiem odpowiedniego skorygowania czyli przesunięcia zarysu odniesienia. Współczynnik odsunięcia zarysu (korekcji) musi być tak dobrany aby nie wywołał efektu odwrotnego do podcinania zęba czyli jego zaostrzenia.

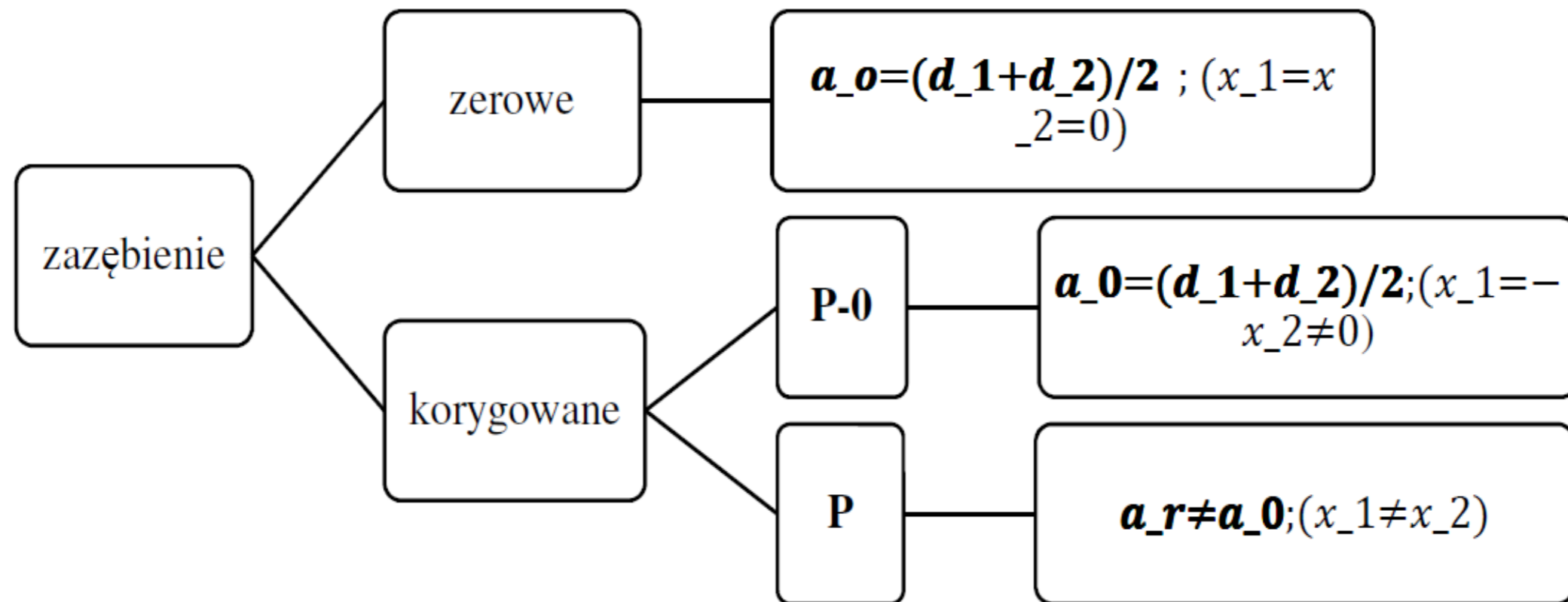
Korekcja zazębienia

Poprawa wskaźnika przyporu

$$h_{a1} = m(y + x_1)$$
$$h_{a2} = m(y + x_2)$$
$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_{a1}}{d_1}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1} +$$
$$+ \frac{z_2}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_{a2}}{d_2}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1} - \frac{a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha}$$

Korekcja zazębienia

Rodzaje korekcji



Korekcja zazębienia

Zazębienie zerowe

Oba koła nie są korygowane $x_1 = x_2 = 0$

$$a_w = a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$$

$$\alpha_w = \alpha$$

$$d_w = d$$

Korekcja zazębienia

Korekcja P-0

Stosowana jest gdy jedno z kół ma za mało zębów w stosunku do wartości granicznej.

$$z_1 < z_{gr}$$

Oba koła są korygowane ale tak, aby odległość osi pozostała bez zmian

$$a_w = a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m \quad d_w = d \quad \alpha_w = \alpha$$

Uzyskuje się to poprzez zastosowanie korekcji dodatniej dla jednego koła i korekcji ujemnej o tej samej wartości bezwzględnej dla koła drugiego.

$$x_1 + x_2 = 0$$

Korekcja zazębienia

Korekcja P-0

do przeprowadzenia **korekcji P-0** konieczne jest spełnienie dwóch warunków:

$$z_1 < z_{gr}$$

$$z_1 + z_2 \geq 2 \cdot z_{gr}$$

Konieczność korekcji

Możliwość wykonania

Korekcja zazębienia

Korekcja P

W tym przypadku następuje przesunięcie osi:

$$a_w \neq a$$

Spowodowane jest tym, że oba koła mają różne korekcję:

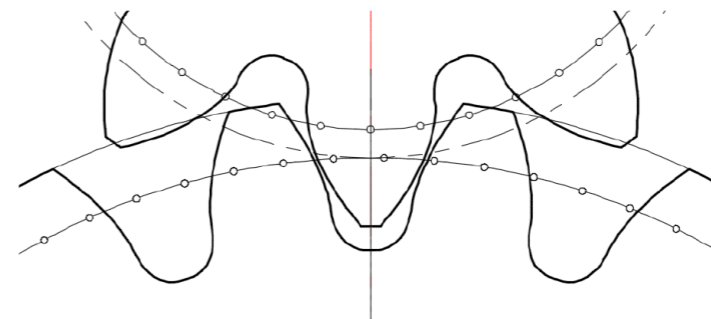
$$x_1 + x_2 \neq 0$$

Zatem po nacięciu kół powinny być one umieszczone w odległości:

$$a_p = a + (x_1 + x_2) \cdot m$$

Jest to tzw. **pozorna odległość osi**

Takie umieszczenie spowoduje duży luz boczny zębów (w wyniku innej krzywizny ewolwenty)



Korekcja zazębienia

Korekcja P

Dlatego też koniecznej jest zbliżenie kół o pewną wielkość:

$$k \cdot m$$

Zatem odległość rzeczywista wyniesie:

$$a_w = a_p - k \cdot m$$

Zbliżenie to powoduje spadek luzu wierzchołkowego:

$$c' = c^* - k$$

Aby pozostawić luz na niezmiennym poziomie należy zatem skrócić wierzchołek zęba o wartość **współczynnika zeszlifowania głowy zęba** pomnożony przez moduł

$$k \cdot m$$

Korekcja zazębienia

Korekcja P

Korekcję P stosuje się gdy:

Konieczna jest korekcja dla uniknięcia podcięcia zębów a nie można zastosować korekcji P-0

P-technologiczna

Chcemy wymusić przesunięcie odległości osi kół

P-konstrukcyjna

Korekcja zazębienia

Korekcja P technologiczna

Korekcję P-technologiczną stosuje się gdy:

$$z_1 < z_{gr}$$

$$z_1 + z_2 < 2 \cdot z_{gr}$$

Pierwszym krokiem jest określenie współczynników korekcji dla obu kół (wartości granicznych)

$$x_{gr1} = y \cdot \frac{z_{gr} - z_1}{z_{gr}} \qquad x_{gr2} = y \cdot \frac{z_{gr} - z_2}{z_{gr}}$$

A następnie przyjęcie ich wartości:

$$x_1 \geq x_{gr1} \qquad x_2 \geq x_{gr2}$$

Korekcja zazębienia

Korekcja P technologiczna

Na podstawie tych wartości określa się rzeczywisty toczy kąt przyporu:

$$\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Na jego podstawie określa się rzeczywistą odległość osi jako:

$$a_w \cdot \cos \alpha_w = a \cdot \cos \alpha$$

Następnie oblicza się współczynnik zeszlifowania głowy zęba:

$$k = \frac{a_p - a_w}{m} \quad a_p = a + (x_1 + x_2) \cdot m$$

Korekcja zazębienia

Korekcja P konstrukcyjna

Korekcję P-konstrukcyjną stosuje się gdy mamy narzuconą odległość osi

$$a_w \neq a$$

Zatem korekcja P-konstrukcyjna jest odwrotna do korekcji P-technologicznej

Pierwszym krokiem jest obliczenie rzeczywistego tocznego kąta przyporu:

$$a_w \cdot \cos \alpha_w = a \cdot \cos \alpha$$

Korekcja zazębienia

Korekcja P konstrukcyjna

Następnie ze wzoru:

$$inv\alpha_w - inv\alpha = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot tg\alpha$$

Wyznacza się sumę współczynników korekcji
 $x_1 + x_2$

**Następnym krokiem jest rozdział tej sumy
na poszczególne koła.**

Korekcja zazębienia

Korekcja P konstrukcyjna (rozdział wsp. korekcji)

Kryteria podziału sumy współczynników x

Nazwa kryterium	Sposób przeprowadzania	Zastosowanie
Odwrotnie proporcjonalnie	$x_1 = \frac{z_2}{z_1 + z_2} \cdot (x_1 + x_2)$ $x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$	Korekcja dodatnia $(x_1 + x_2) > 0$
Wprost proporcjonalnie	$x_1 = \frac{z_1}{z_1 + z_2} \cdot (x_1 + x_2)$ $x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$	Korekcja ujemna $(x_1 + x_2) < 0$
Po równo	$x_1 = \frac{1}{2} \cdot (x_1 + x_2)$ $x_2 = x_1$	$z_1 \approx z_2$
Wszystko na jedno koło	$x_1 = (x_1 + x_2)$ $x_2 = 0$	$ (x_1 + x_2) < 0,3$
Niestandardowy	$x_1 \geq x_{gr1}$ $x_2 \geq x_{gr2}$	Zagrożenie podcięciem jednego lub obu kół

Korekcja zazębienia

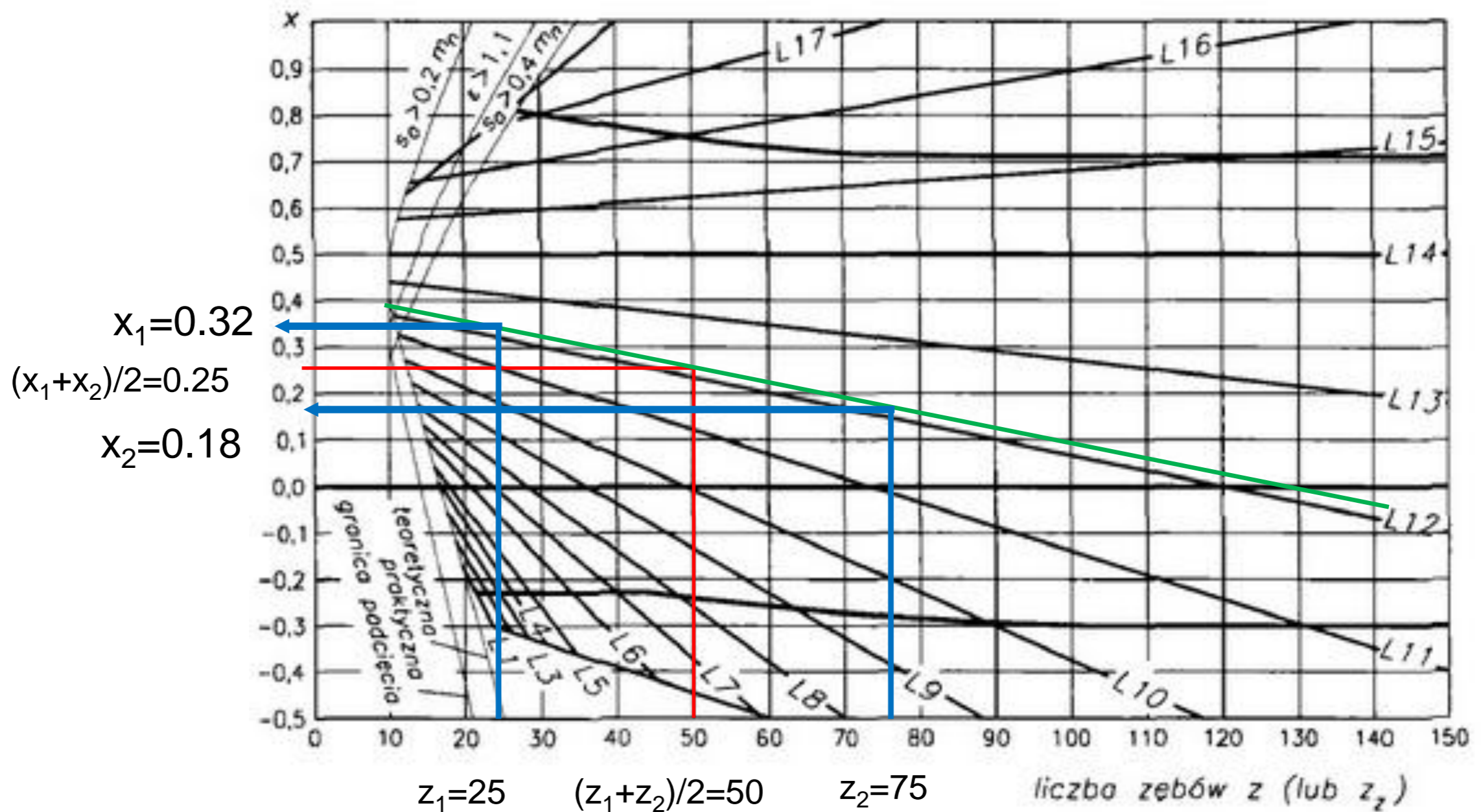
Korekcja P konstrukcyjna (rozdział wsp. korekcji)

Przykład:

$$z_1=25$$

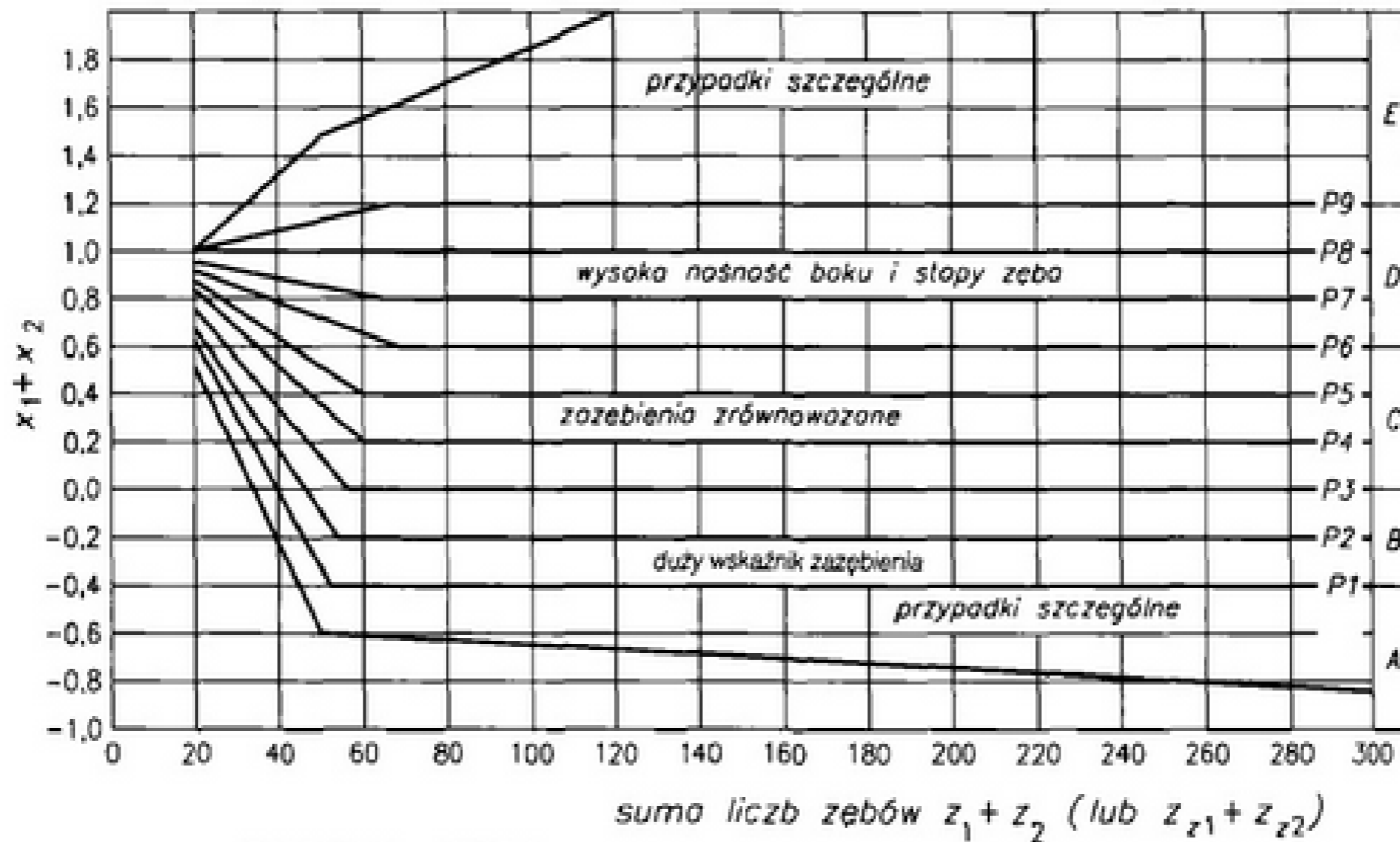
$$z_2=75$$

$$x_1+x_2=0.5$$



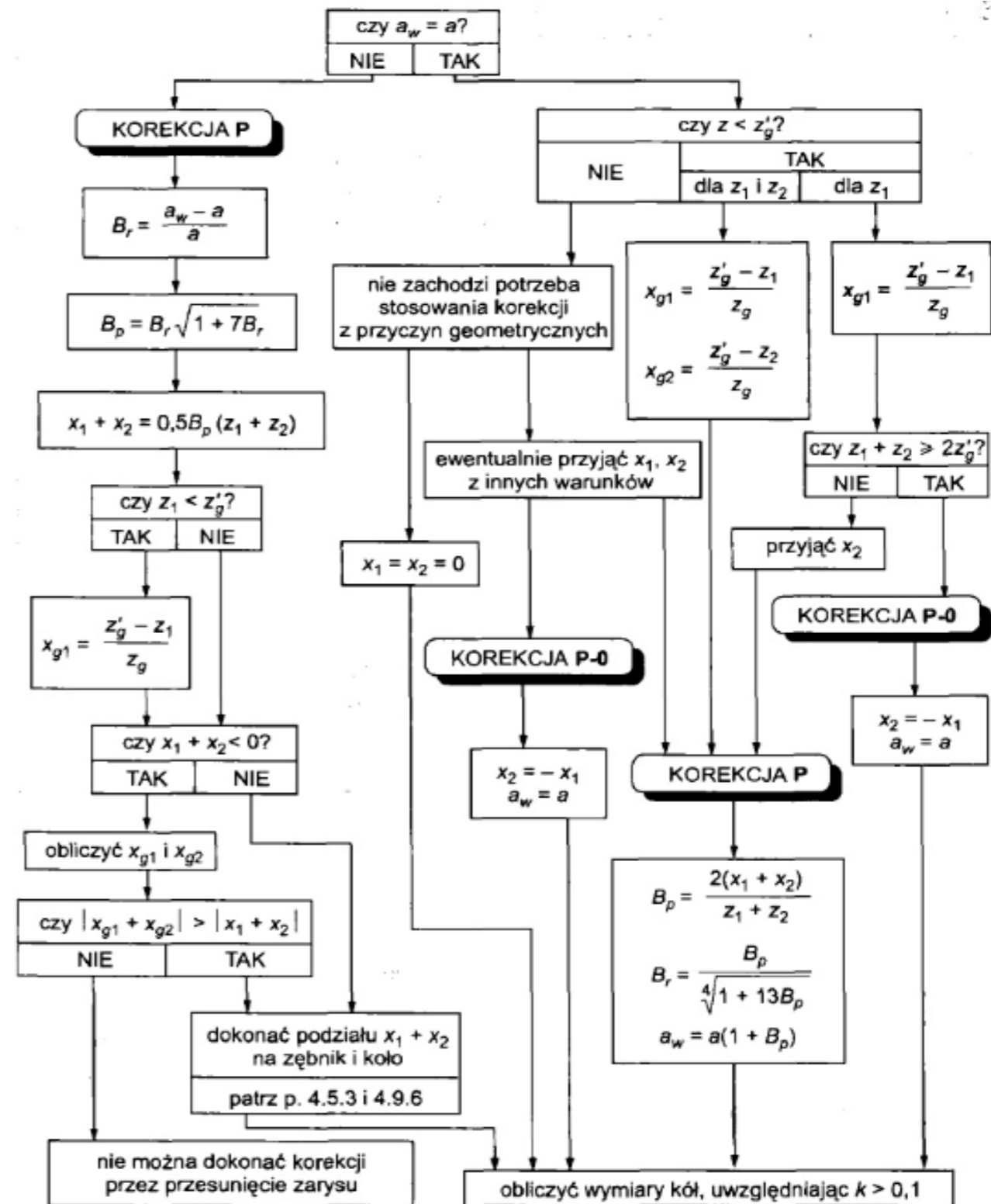
Korekcja zazębienia

Wybór sumy współczynników korekcji w zależności od celu korekcji



Korekcja zazębienia

Algorytm wyboru rodzaju korekcji



Technologia wykonania kół zębatach

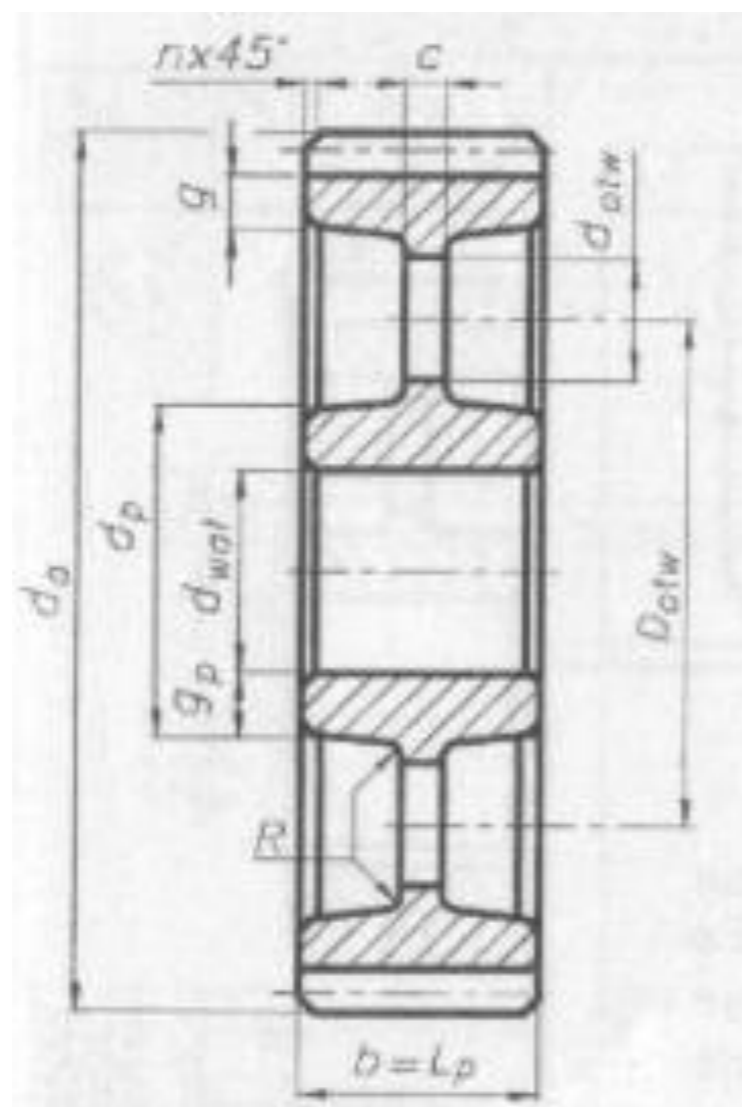
Koła zębata mogą być wykonane jedną z czterech technik wytwarzania:

- tłoczenie,
- spawanie,
- odlewanie,
- kucie.

Wybór techniki zależy od wymiaru koła:

Koła tłoczone (podstawowe wymiary)

Koła tłoczone wykonuje się jeżeli średnica głowy zęba mieści się w zakresie: $200 < d_a < 500 \text{ mm}$



$$g = (2,0 \div 3,0)m \geq 10 \text{ mm},$$

$$c = (0,15 \div 0,3)b \geq 10 \text{ mm},$$

$$g_p = (0,25 \div 0,3)d_{\text{wat}},$$

$$R = 5 \text{ mm}.$$

$n = 0,5m$ – fazkowanie średnicy wierzchołków zębów,

$D_{\text{otw}} = 0,5(d_a - 4,5m - 2g + d_p)$ – średnica rozmieszczenia otworów,

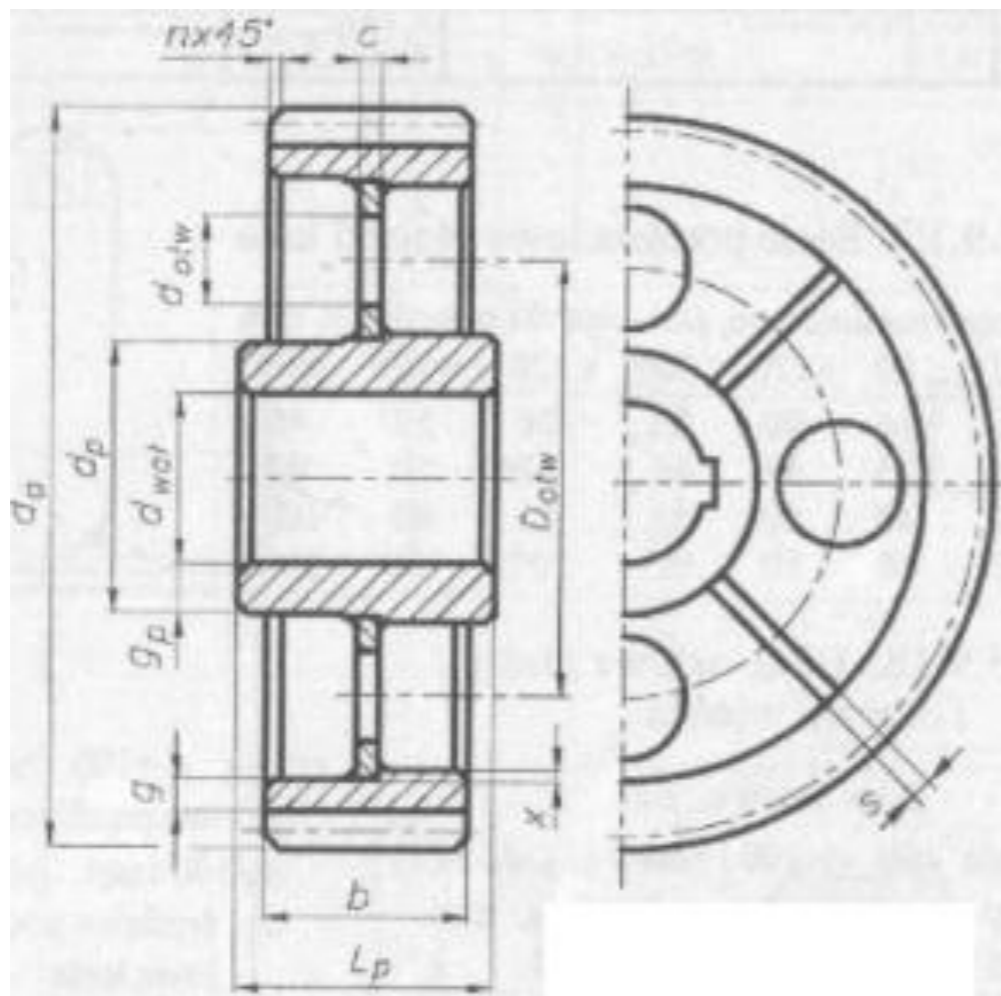
$d_{\text{otw}} = (0,35 \div 0,4)(d_a - 4,5m - 2g - d_p)$

$d_p = d_{\text{wat}} + 2g_p$ – średnica piasty,

$L_p = (1,4 \div 1,8)d_{\text{wat}}$ – długość piasty,
($L_p \geq b$).

Koła spawane (podstawowe wymiary)

Koła spawane wykonuje się jeżeli średnica głowy zęba mieści się w zakresie: $200 < d_a < 1000 \text{ mm}$



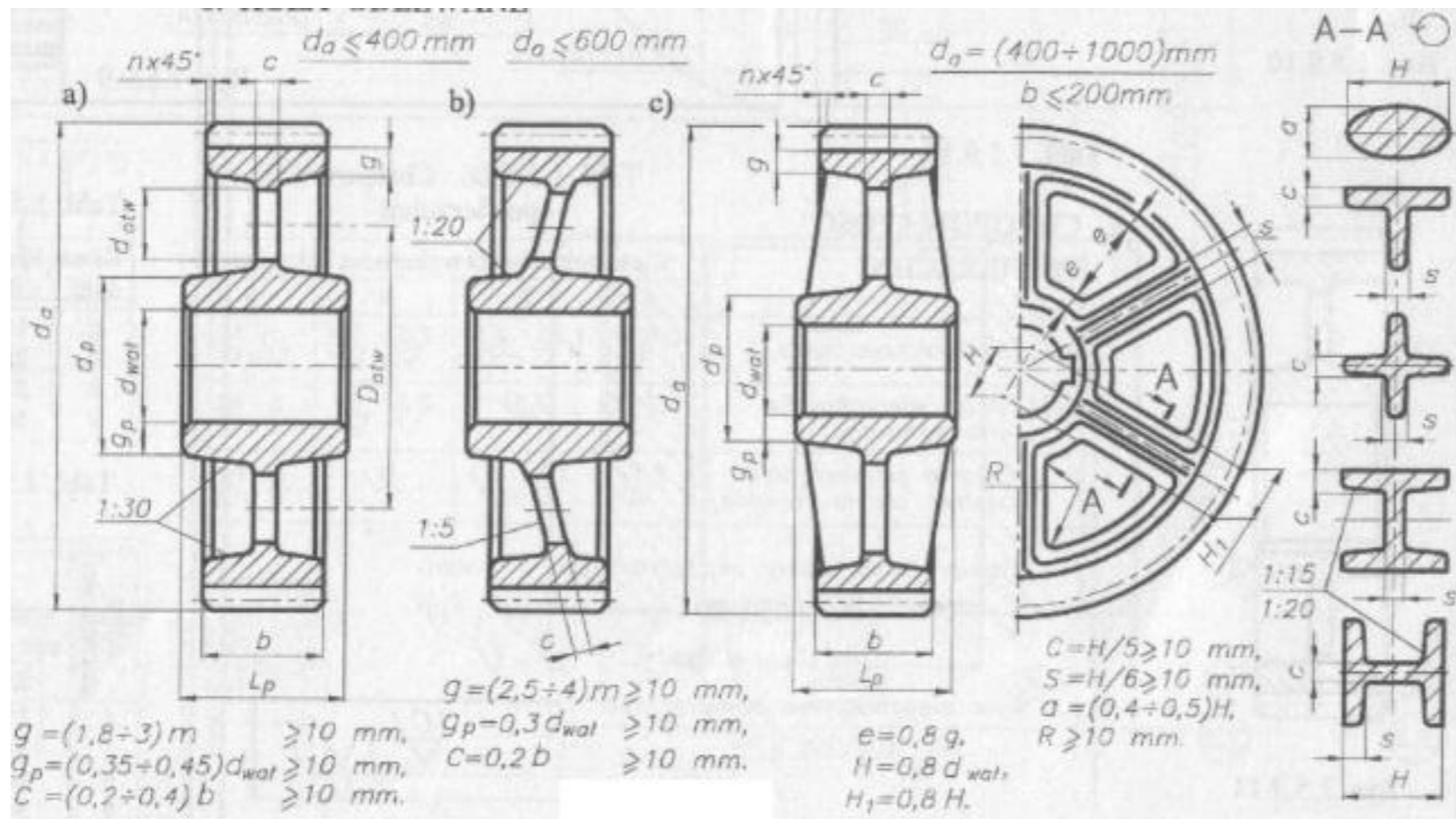
$$d_p = d_{wat} + 2g_p \quad - \text{średnica piasty,}$$
$$L_p = (1,4 + 1,8)d_{wat} \quad - \text{długość piasty,}$$
$$(L_p \geq b),$$

$$n = 0,5m \quad - \text{fazkowanie średnicy}$$
$$\text{wierzchołków zębów,}$$
$$D_{otw} = 0,5(d_a - 4,5m - 2g + d_p) \quad -$$
$$\text{średnica rozmieszczenia otworów,}$$
$$d_{otw} = (0,35 \div 0,4)(d_a - 4,5m - 2g - d_p)$$

$$c = (0,1 \div 0,15)b \geq 8 \text{ mm,}$$
$$g = 2,5m \geq 8 \text{ mm,}$$
$$g_p = (0,25 \div 0,3)d_{wat},$$
$$x = 5 \text{ mm, } s = 0,8c,$$

Koła odlewane (podstawowe wymiary)

Koła odlewane wykonuje się jeżeli średnica głowy zęba mieści się w zakresie: $400 < d_a < 1000 \text{ mm}$



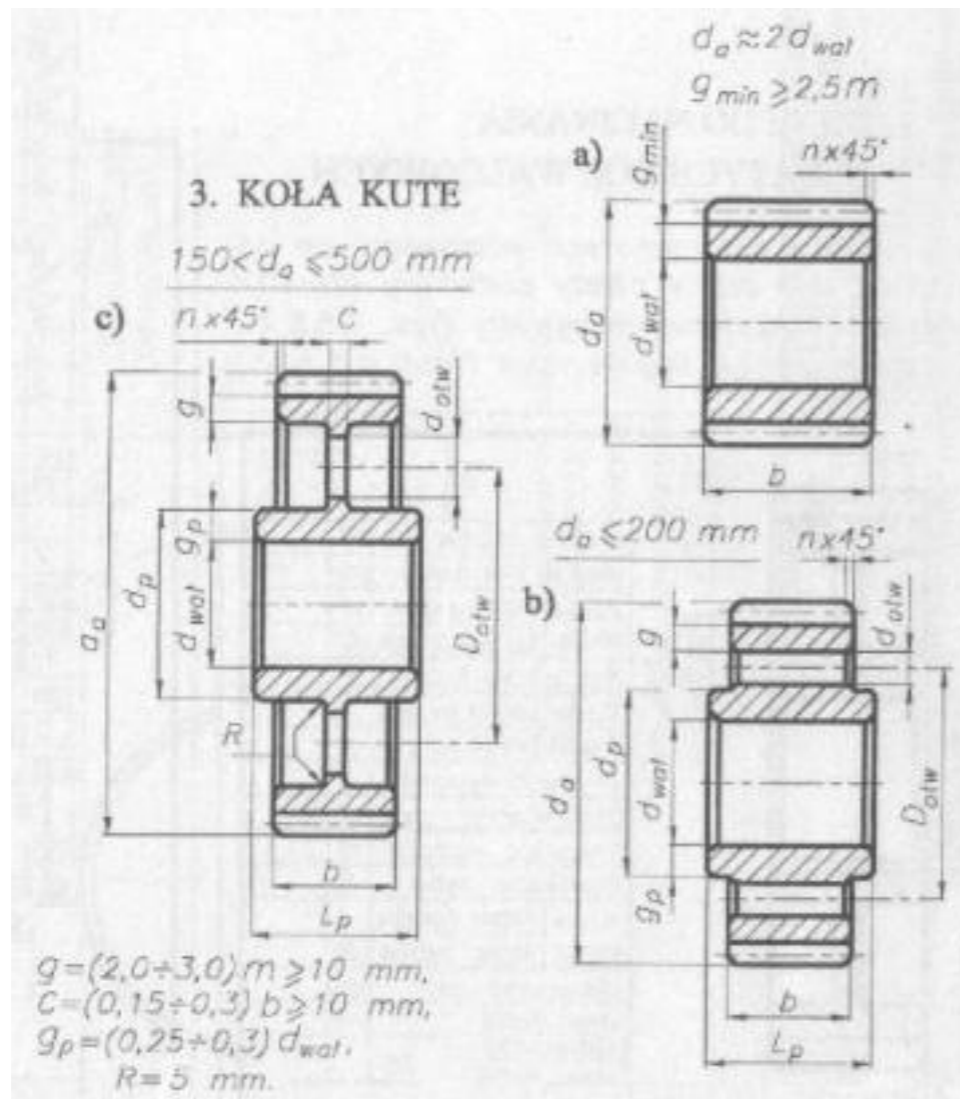
$d_p = d_{wat} + 2g_p$ – średnica piasty,
 $L_p = (1,4 + 1,8)d_{wat}$ – długość piasty,
 $(L_p \geq b)$.

$n = 0,5m$ – fazkowanie średnicy wierzchołków zębów,
 $D_{otw} = 0,5(d_a - 4,5m - 2g + d_p)$ – średnica rozmieszczenia otworów,
 $d_{otw} = (0,35 + 0,4)(d_a - 4,5m - 2g - d_p)$

Koła kute

(podstawowe wymiary)

Koła kute wykonuje się jeżeli średnica głowy zęba mieści się w zakresie:
 $140 < d_a < 500 \text{ mm}$



$$d_p = d_{wat} + 2g_p \quad - \text{średnica piasty,}$$

$$L_p = (1,4 + 1,8)d_{wat} \quad - \text{długość piasty,}$$

$$(L_p \geq b).$$

$$n = 0,5m \quad - \text{fazkowanie średnicy}$$

$$\text{wierzchołków zębów,}$$

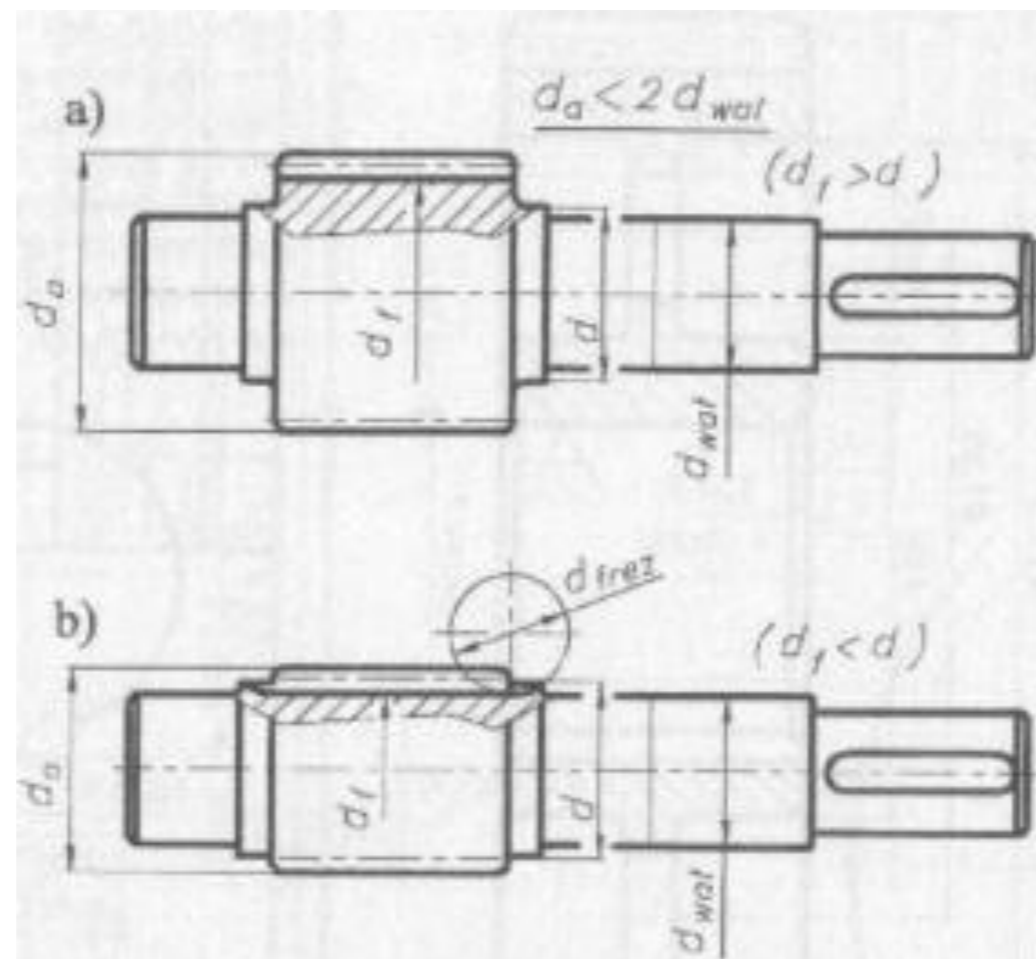
$$D_{otw} = 0,5(d_a - 4,5m - 2g + d_p) \quad -$$

$$\text{średnica rozmieszczenia otworów,}$$

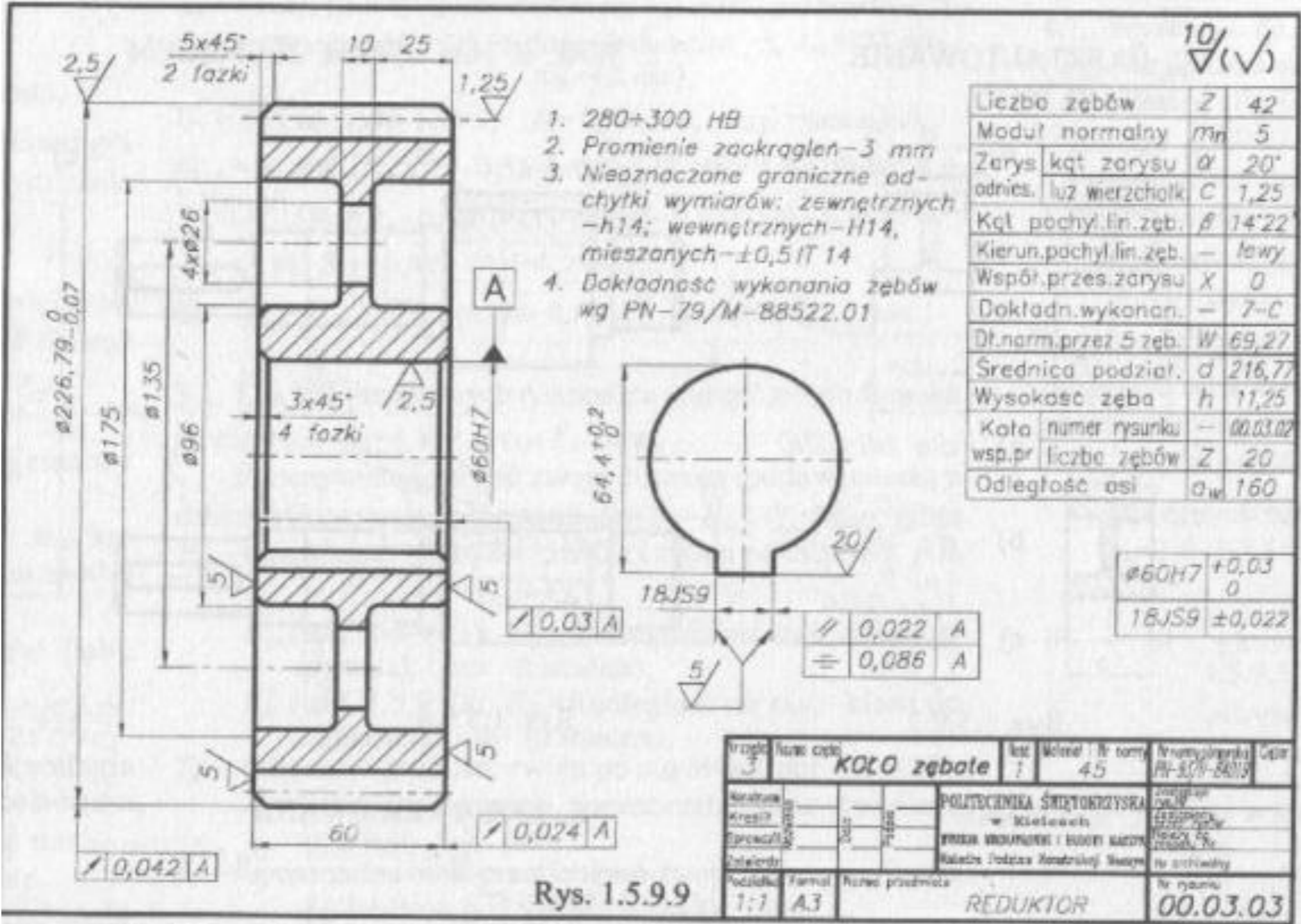
$$d_{otw} = (0,35 + 0,4)(d_a - 4,5m - 2g - d_p)$$

Koła skrawane (podstawowe wymiary)

W przypadku gdy średnica podziałowa koła zębatego jest nieznacznie większa od średnicy wału, na którym osadza się koło (zazwyczaj zębniak) można je wykonać jako monolit czyli wałek z naciętymi zębami.

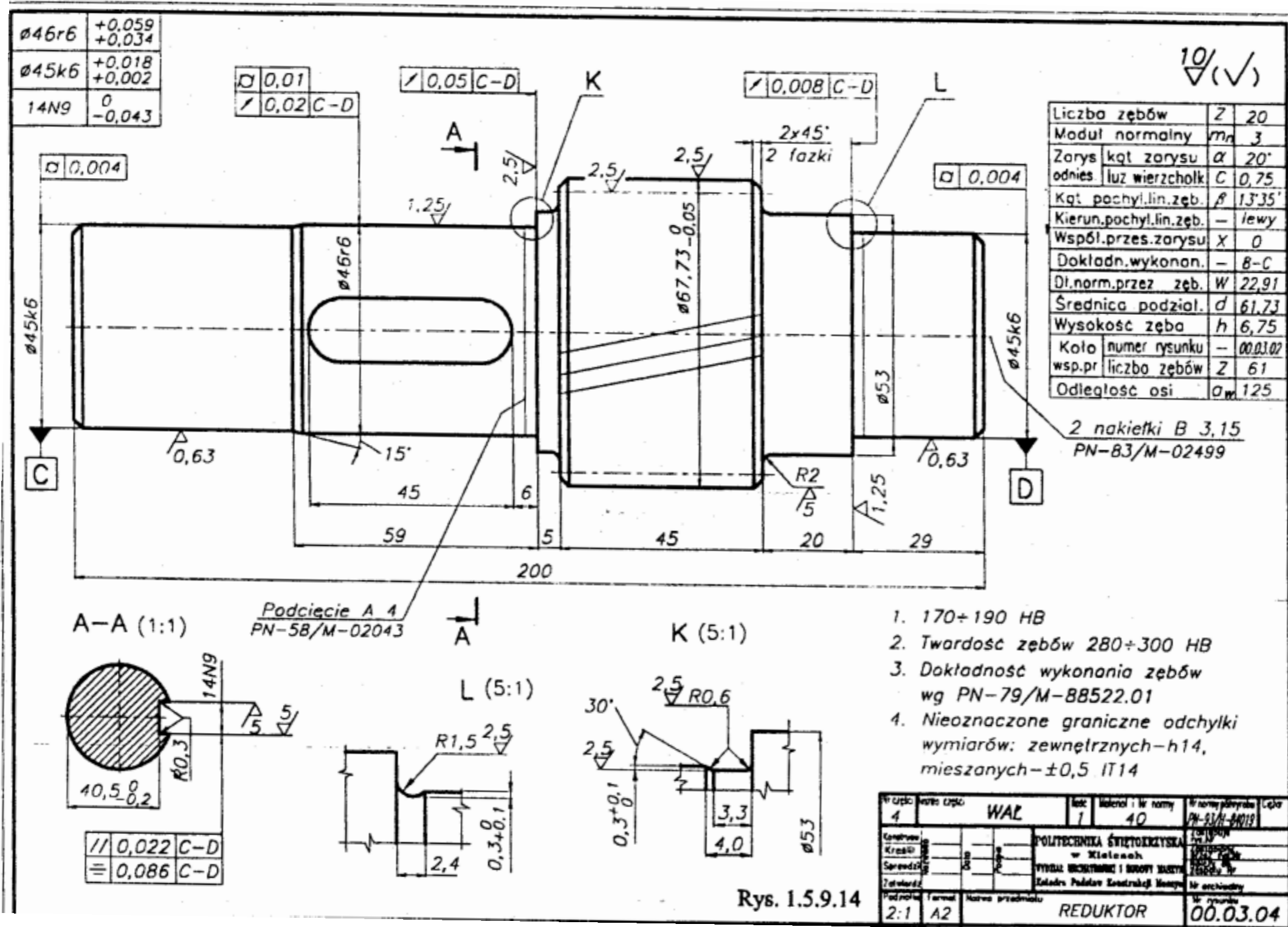


Rysunek wykonawczy koła zębatego



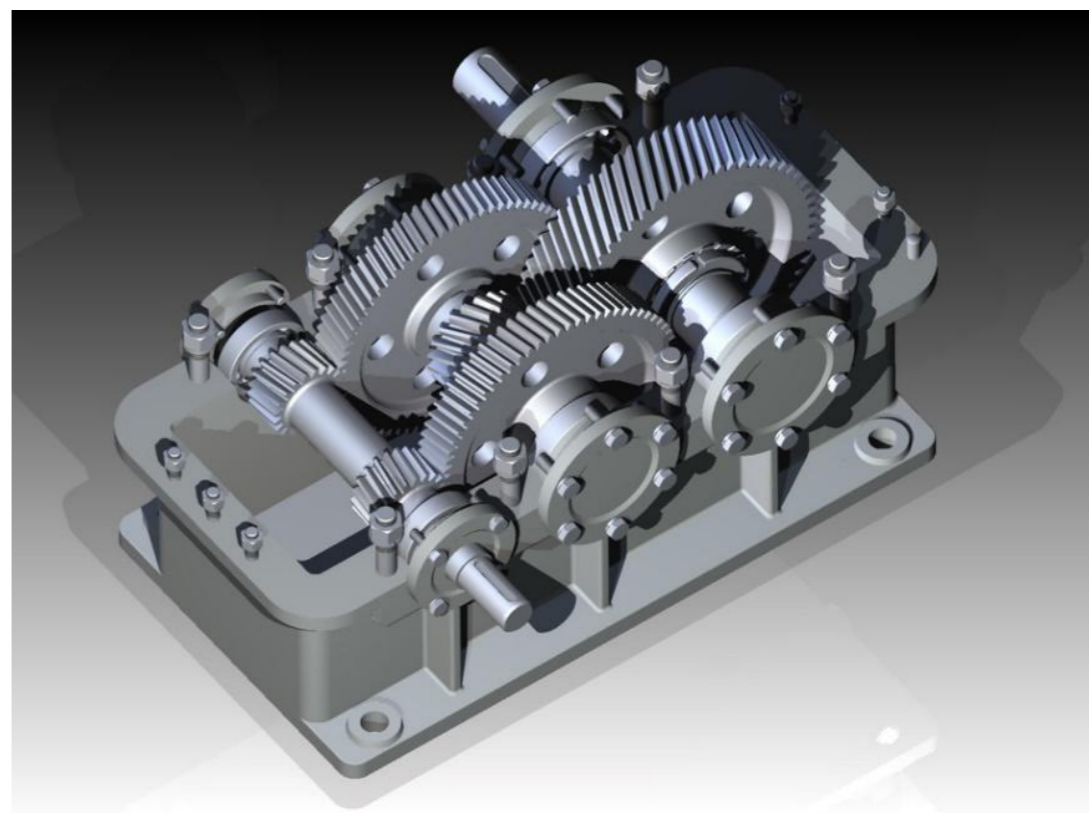
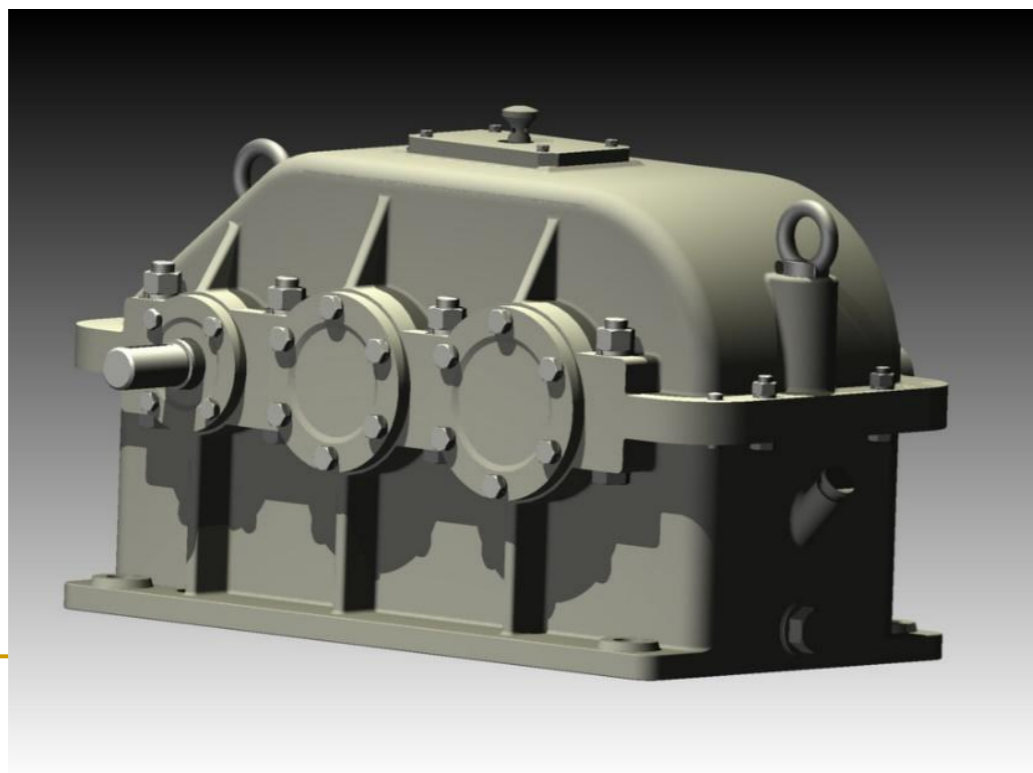
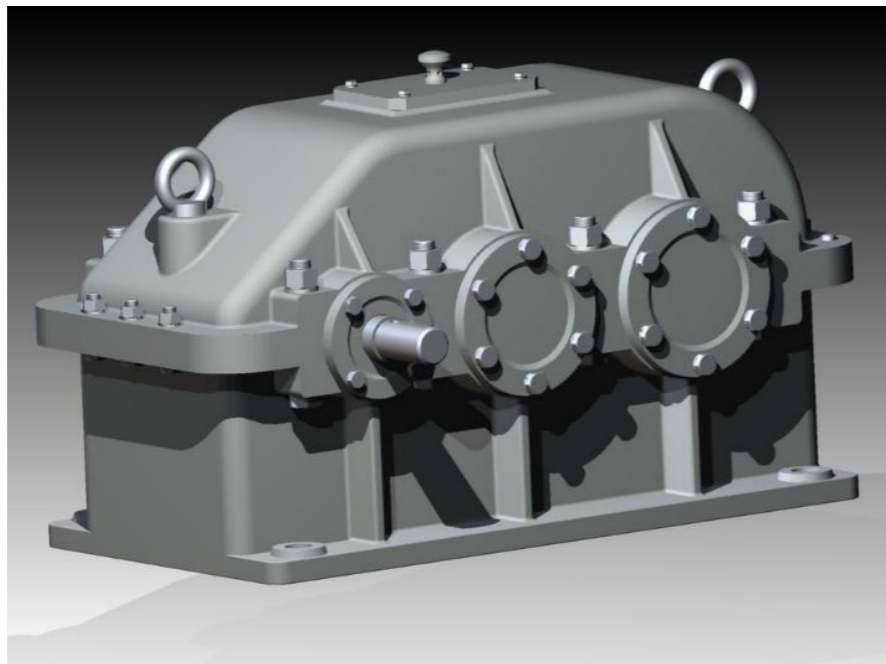
Rys. 1.5.9.9

Rysunki koła zębatego (zębNIK)



Konstrukcje reduktorów zębatych

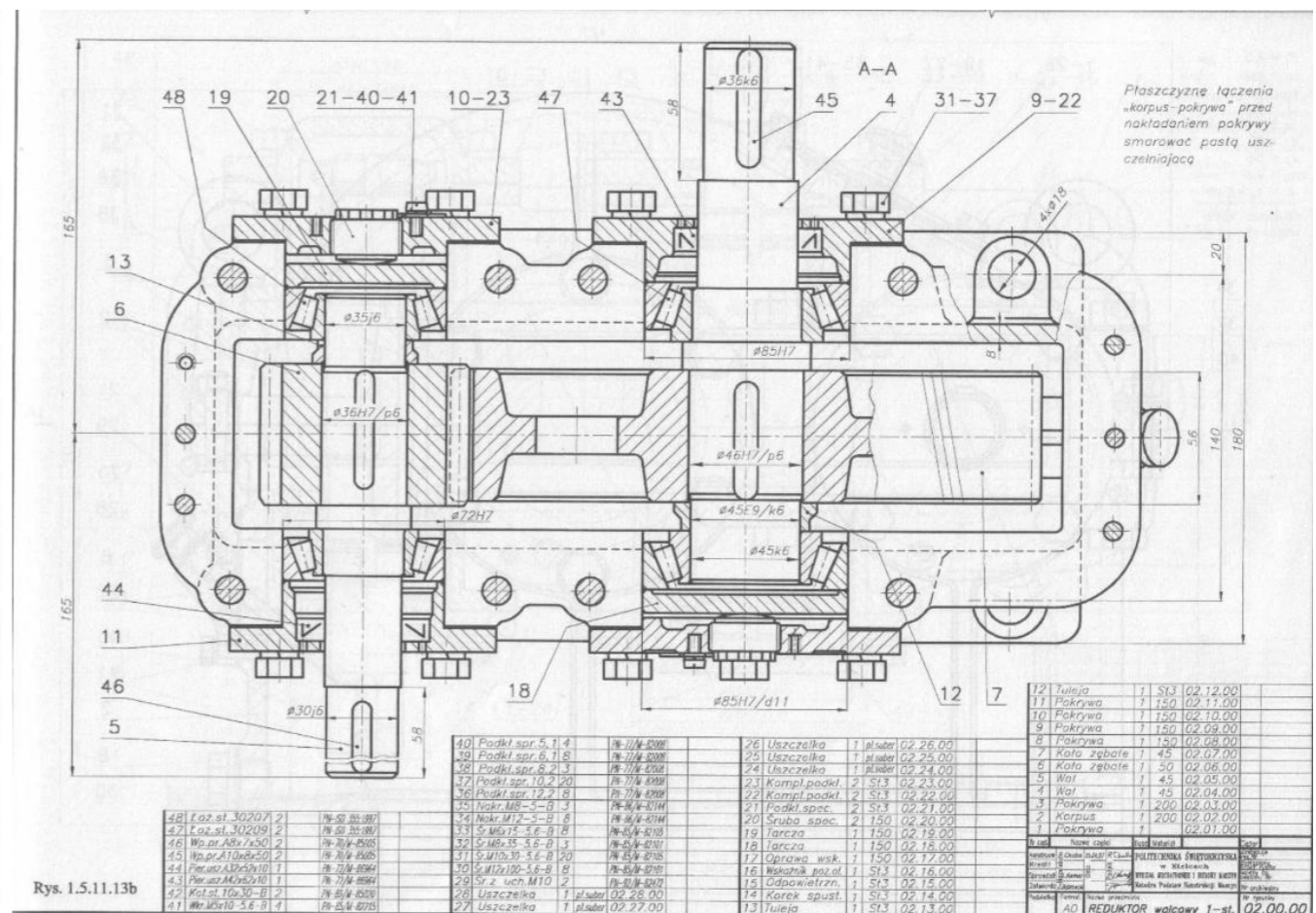
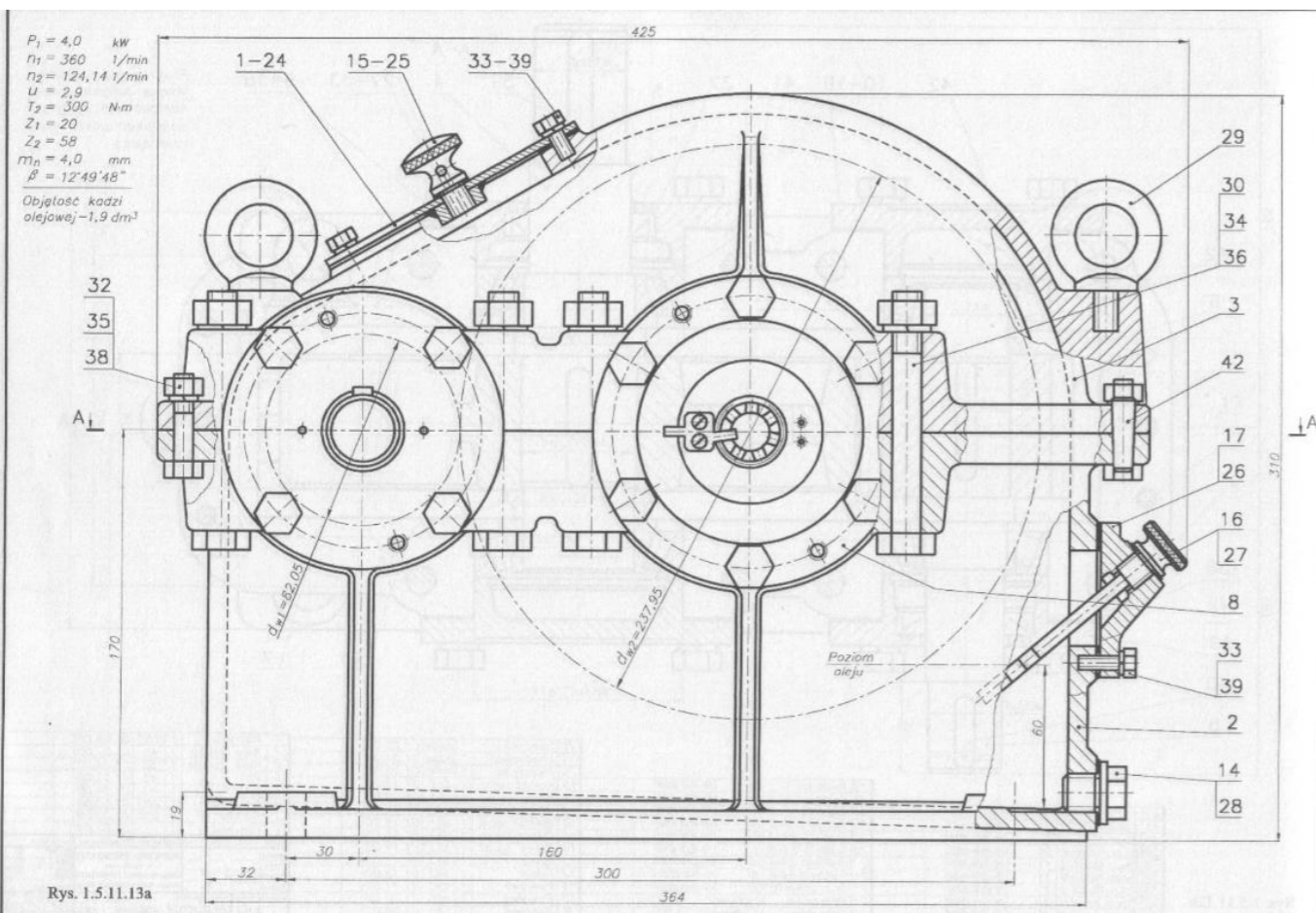
Budowa reduktora



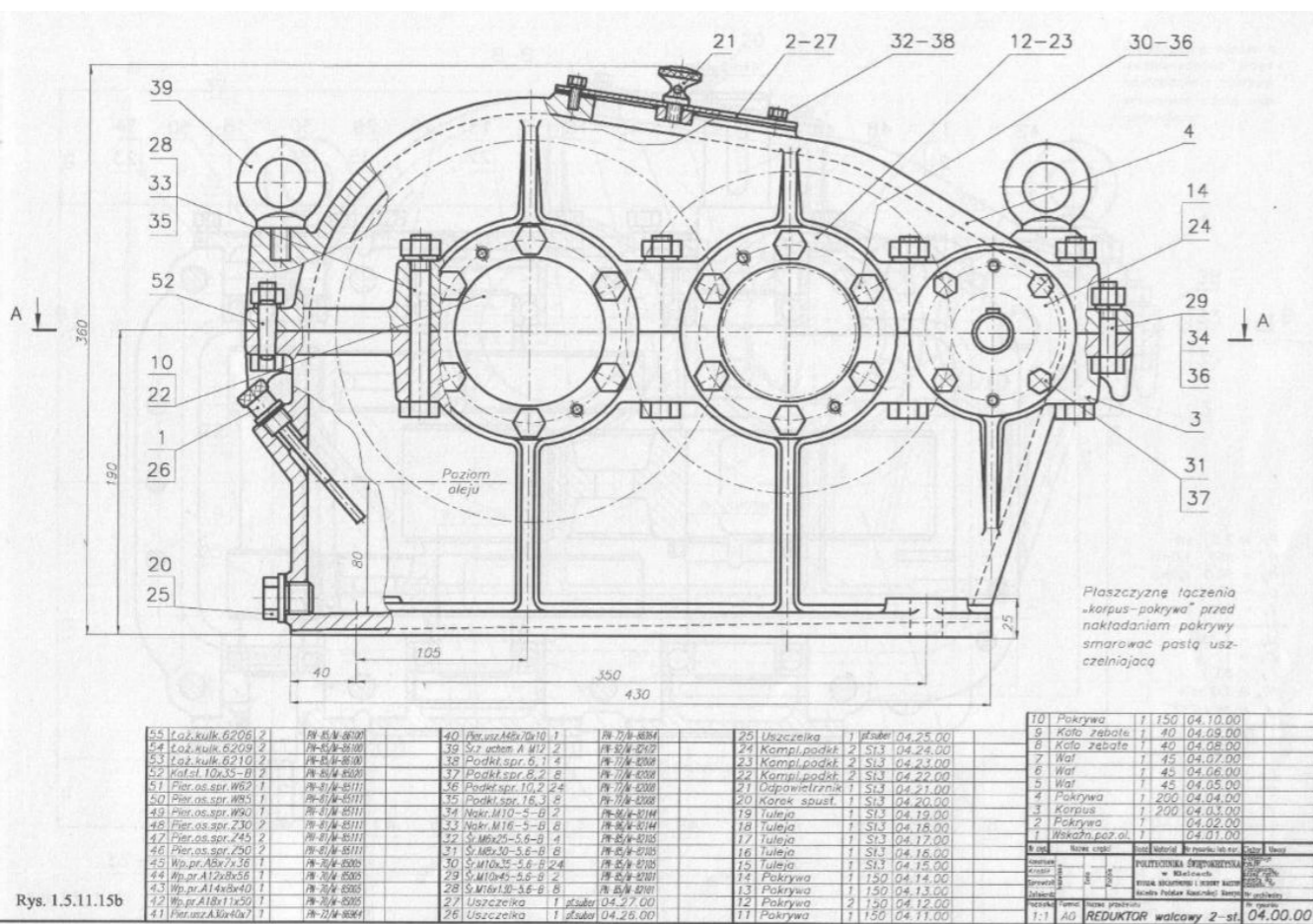
Budowa reduktora



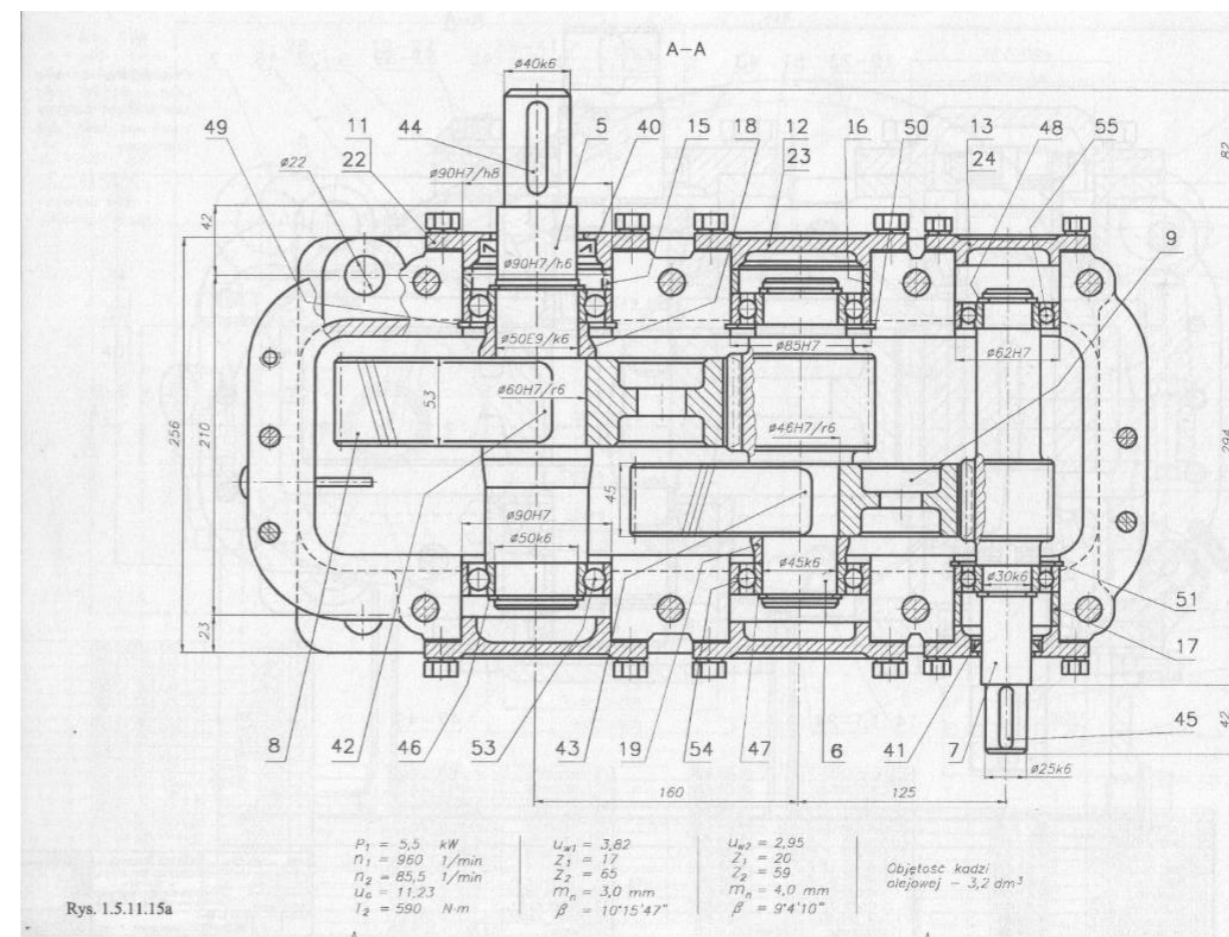
Reduktor jednostopniowy



Reduktor dwustopniowy



Rys. I.5.11.15b



Rys. I.5.11.15a

Podstawowe elementy korpusu reduktora

pokrywa górna

wziernik

hak transportowy

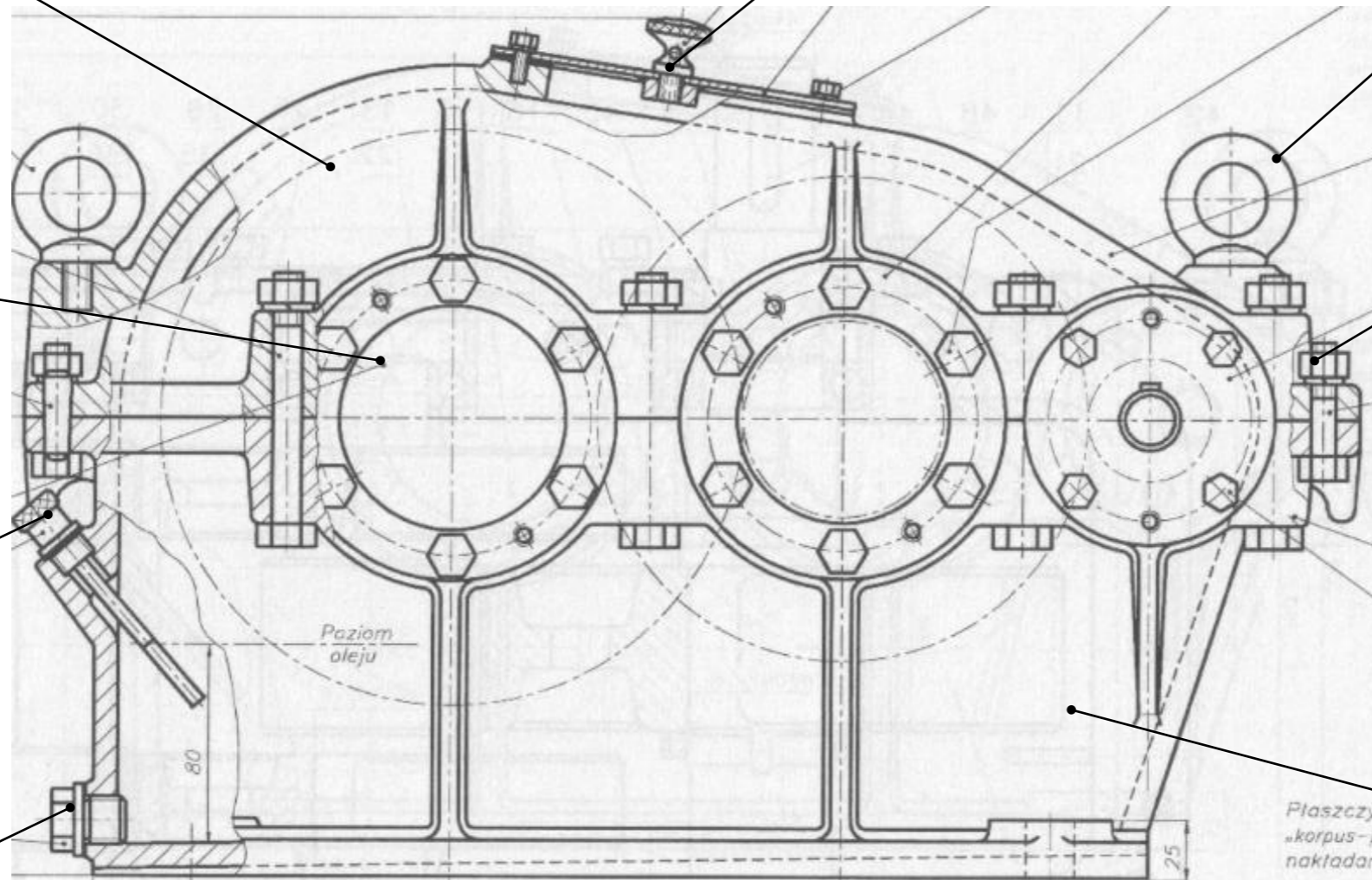
pokrywa boczna

Śruba łącząca

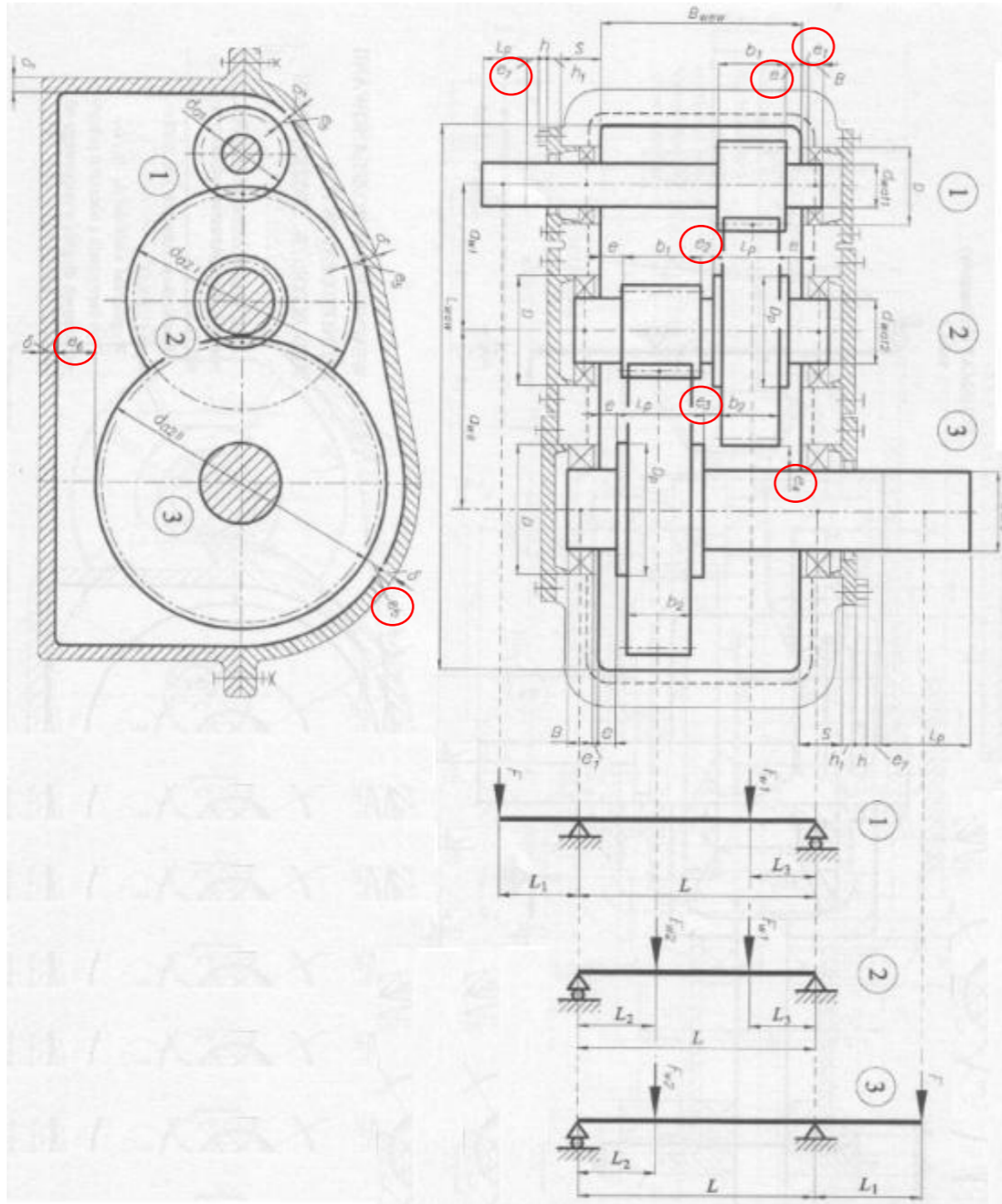
bagnet

korek spustowy

podstawa korpusu



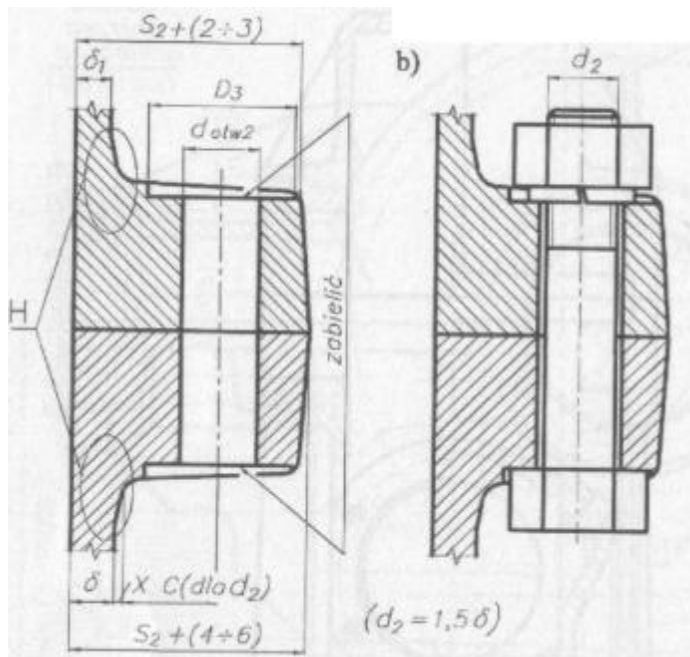
Wewnętrzne rozplanowanie reduktora (dwustopniowego)



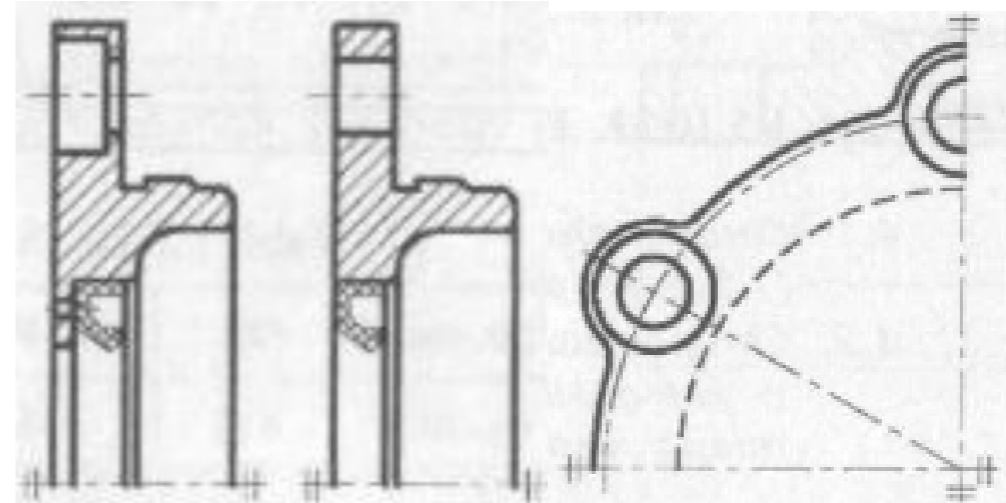
1. δ – grubość ścianki korpusu reduktora $\delta \geq 8,0$ mm.
- 1.1.– dla reduktorów walcowych
 - jednostopniowych $\delta = (0,025 a_{w wal} + 1)$ mm.
 - dwustopniowych $\delta = (0,025 a_{w wal2} + 3)$ mm.
2. Odległość od wewnętrznej powierzchni ścianki reduktora
 - do bocznej powierzchni obracającej się części $e = (1,0 \div 1,2) \delta$ mm.
 - do bocznej powierzchni łożyska tocznego $e_1 = (3 \div 5)$ mm.
3. Odległość w osiowym kierunku między obracającymi się częściami osadzonymi na:
 - jednym wale $e_2 = (0 \div 5)$ mm.
 - różnych walach $e_3 = (0,5 \div 1,0) \delta$ mm.
4. Promieniowa odległość między kołem zębatym jednego stopnia a wałem drugiego stopnia (min) $e_4 = (1,5 \div 2,0) \delta$ mm.
5. Promieniowa odległość od wierzchołków kół zębatych
 - do wewnętrznej powierzchni ścianki korpusu $e_5 = 1,2 \delta$ mm.
 - do wewnętrznej dolnej powierzchni ścianki korpusu (o wielkości e_6 decyduje objętość kadzi olejowej (1.5.10.4 – 1.5.10.6, 1.5.11.2)) $e_6 = (5 \div 10) \delta$ mm.
6. Odległość od bocznych powierzchni części obracających się razem z wałem do nieruchomych części zewnętrznych reduktora $e_7 = (5 \div 8)$ mm.
7. Szerokość kołnierza K łączonych śrub o średnicy $d_{sr2} = 1,5 \delta$ $K = f(d_{sr})$ (tabl. 1.5.3.1) mm.
8. Sumaryczna szerokość kołnierza $S = K + \delta + 4$ mm.
9. Grubość kołnierza pokrywy bocznej $h_1 = f(D)$ (tabl. 1.5.10.1, rys. 1.5.10.1)) mm.
10. Wysokość tła śruby $h = 0,8 h_1$ mm.
11. Grubość tulei $h_3 = f(D)$ (tabl. 1.5.10.18) mm.
12. Grubość kołnierza tulei $h_2 = h_1$ mm.
13. Odległość od bocznej powierzchni łożyska do bocznej powierzchni nakładanej pokrywy h_4 dobiera się konstrukcyjnie $h_{4 min} = 5$ mm.
14. Odległość między bocznymi powierzchniami łożysk montowanych parami $h_5 = (0 \div 5)$ mm.

d_{sr}	K
mm	
M8	24
M10	28
M12	33
M16	40
M20	48
M24	55

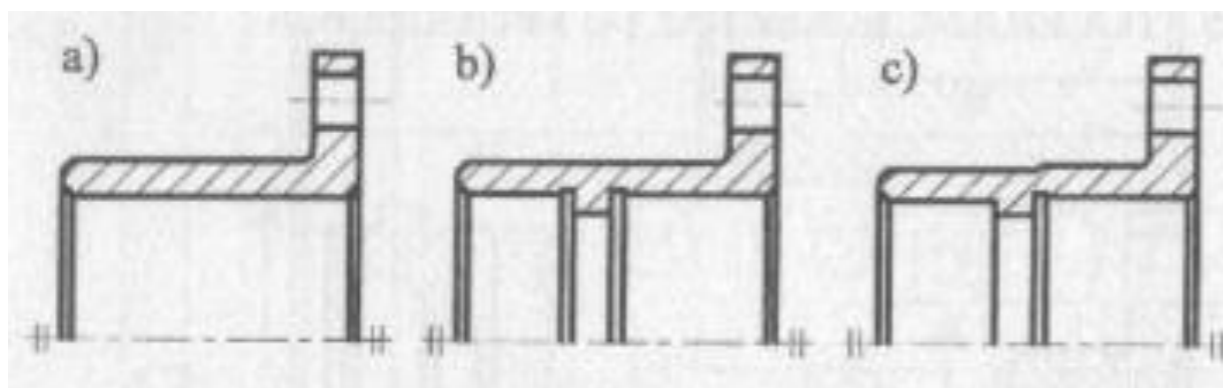
Pozostałe elementy składowe korpusu



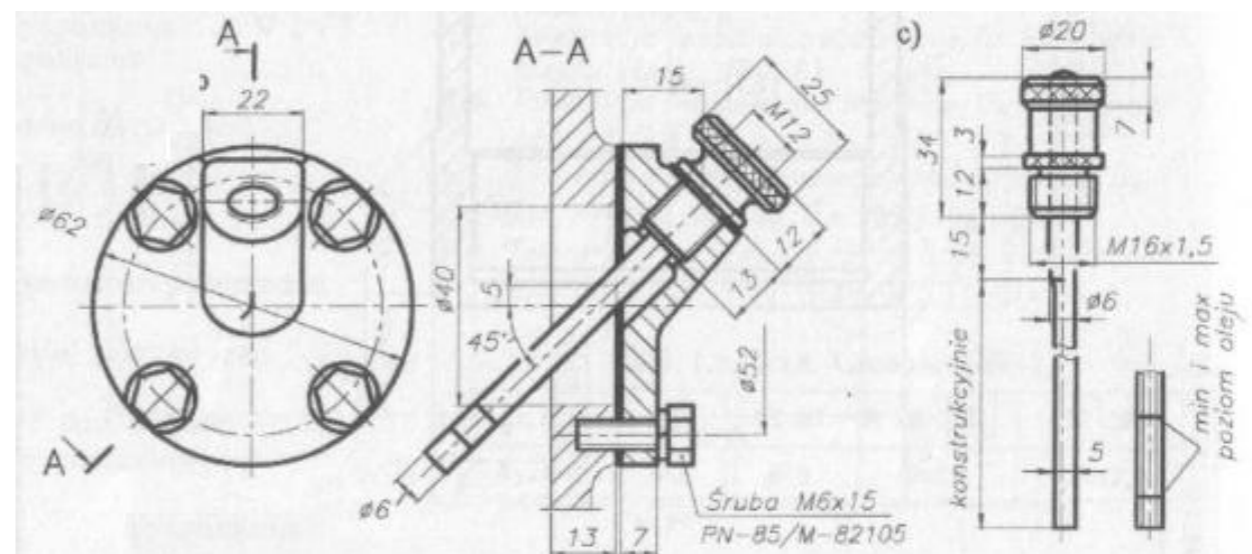
Kołnierze łączące pokrywę górną korpusu z podstawą korpusu



Pokrywy boczne

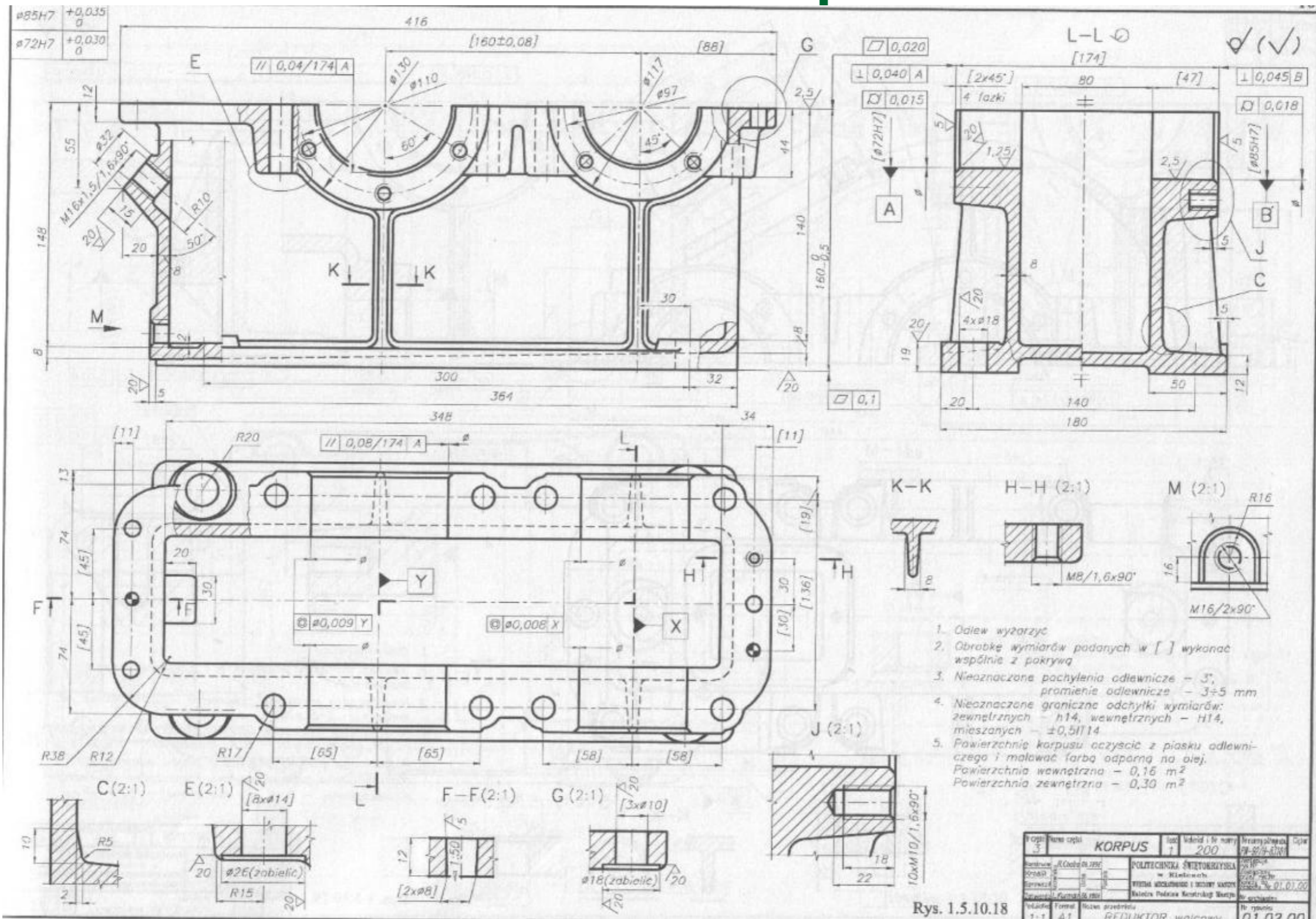


Tuleje do ustalenia łożysk wałów



Wskaźnik poziomu oleju

Podstawa korpusu



Rys. 1.5.10.18

Dziękuję za uwagę
