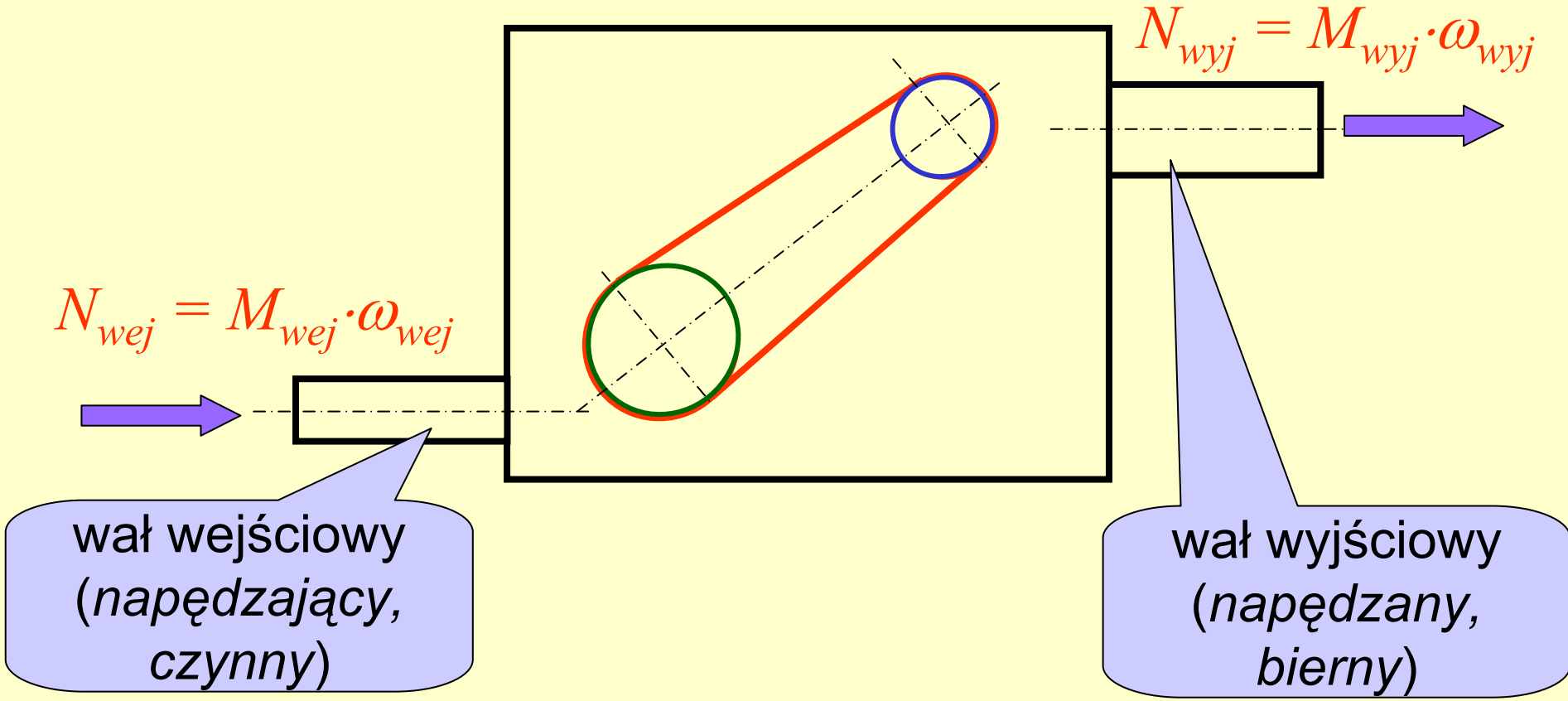
PRZEKŁADNIE – ogólna charakterystyka

Większość maszyn nie może być napędzana bezpośrednio silnikiem i wymaga ogniwa pośredniczącego w postaci przekładni.

Przekładnie są to mechanizmy służące do przenoszenia ruchu obrotowego z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany), najczęściej z jednoczesną zmianą prędkości kątowej ω i momentu obrotowego M.

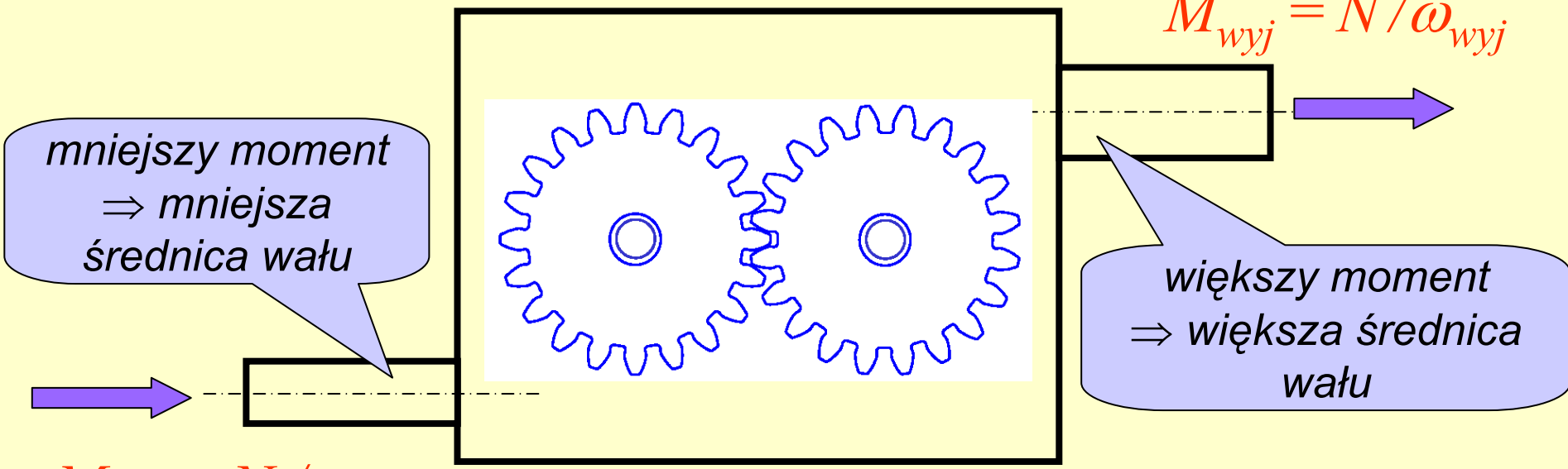


Sprawność przekładni η

$$\eta = \frac{N_{wyj}}{N_{wej}}$$

Dla zadanej wartości mocy N i dwukrotnemu zmniejszeniu prędkości kątowej na wyjściu ω_{wyj} w stosunku do prędkości kątowej na wejściu ω_{wej};

$$\omega_{wyj} = \omega_{wej}/2$$



$$M_{wyj} = N/\omega_{wyj} = 2 \cdot N/\omega_{wej} = 2 \cdot M_{wej}$$

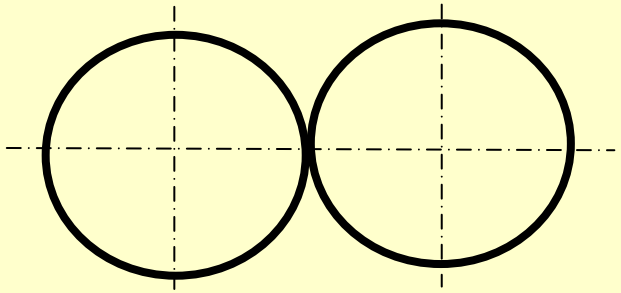
PRZEKŁADNIE MECHANICZNE

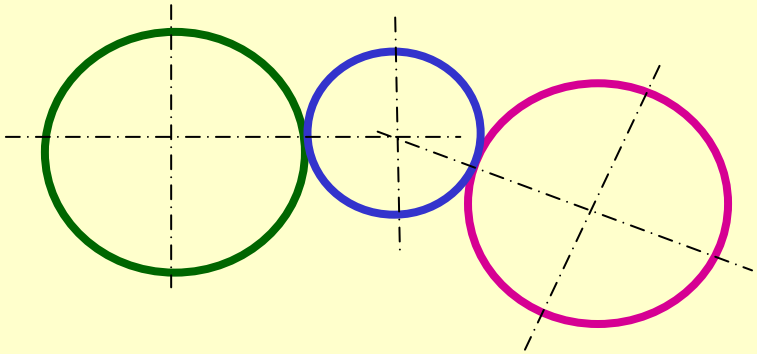
W zależności od czynnika (*medium*) przenoszącego obciążenie rozróżnia się przekładnie:

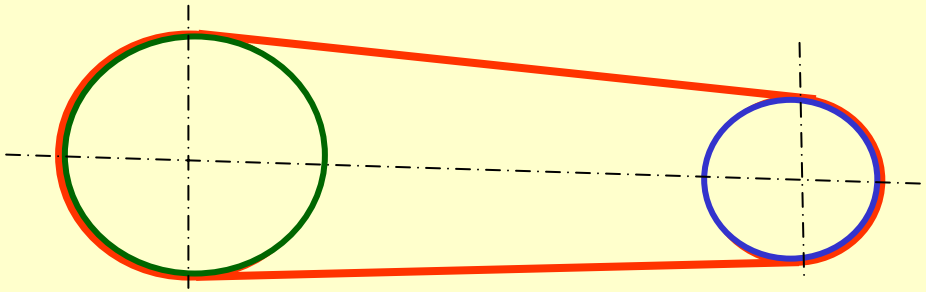
- mechaniczne
- elektryczne (indukcyjne)
- hydrauliczne
- pneumatyczne

Przekładnia mechaniczna jest to przekładnia, w której wszystkie elementy sztywne i podatne są ciałami stałymi.

Składają się one z dwóch lub więcej kół stykających się ze sobą lub rozsuniętych względem siebie i opasanych wspólnym cięgnem.

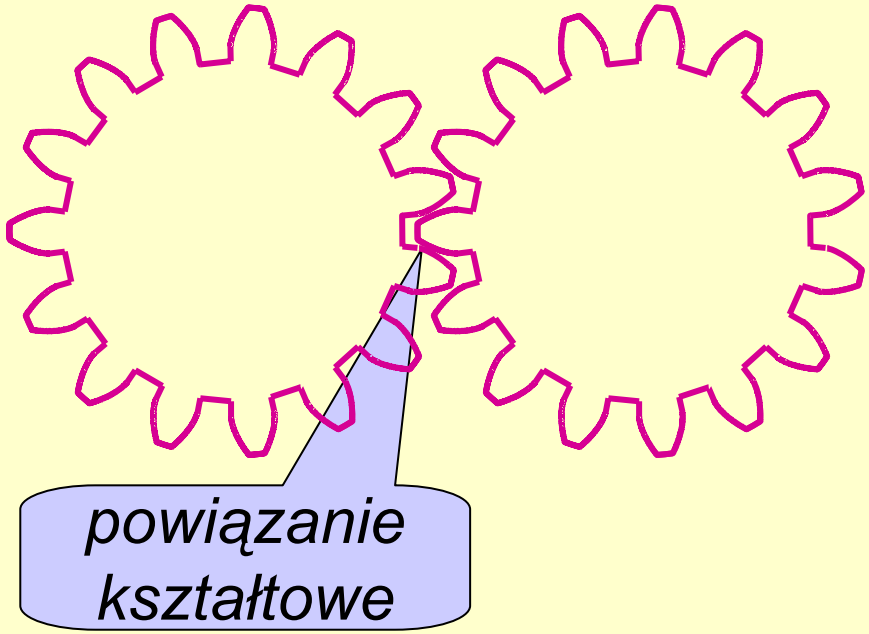


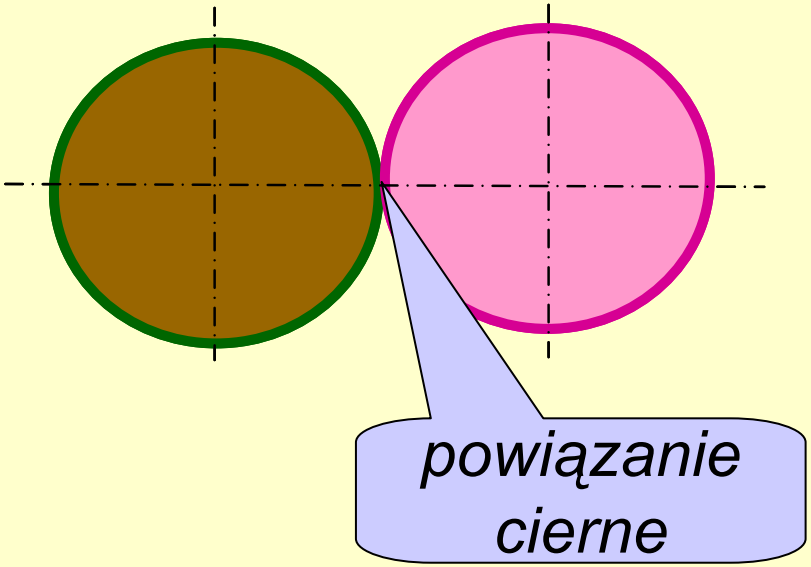




Powiązanie między kołami może być:

- ✓ kształtowe
- ✓ cierne

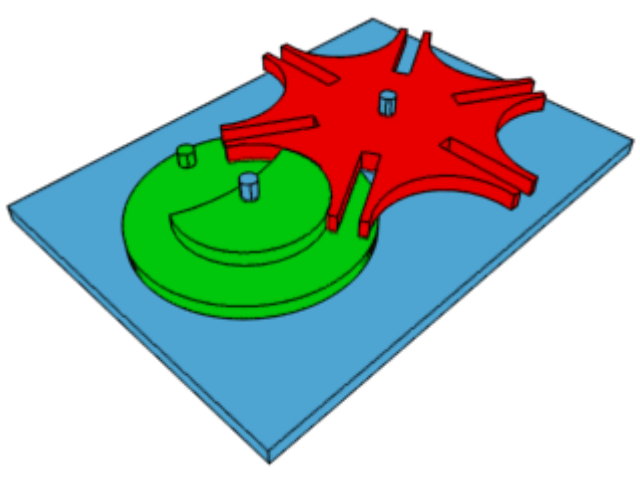




W związku z tym przekładnie mechaniczne mogą być:

- ✓ przymusowe (o niezmiennym przełożeniu),
- ✓ podatne (o zmieniającym się przełożeniu w miarę wzrostu obciążenia).

Do przekształcenia równomiernego ruchu obrotowego na nierównomierny ruch obrotowy przerywany, wahadłowy, posuwisto-zwrotny lub na odwrót, służą wszelkiego rodzaju mechanizmy dźwigniowe, krzywkowe, korbowo-tłokowe, itp.



Mechanizm maltański – mechanizm zamieniający ciągły ruch obrotowy członu napędzającego w ruch przerywany członu napędzanego.

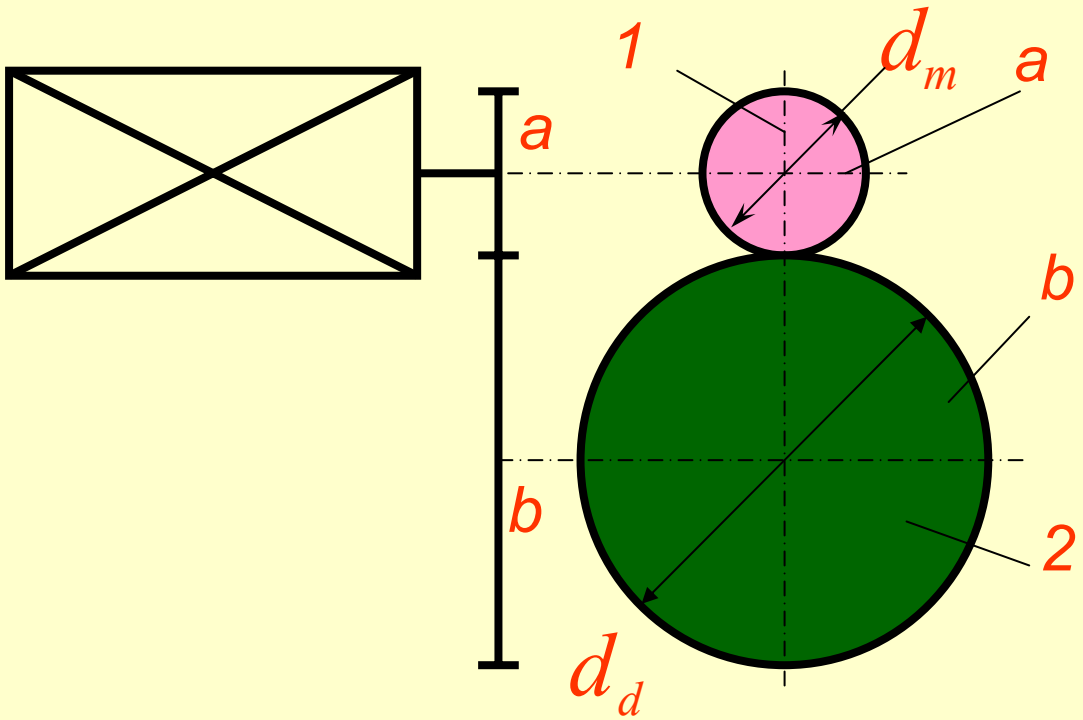
Mechanizm krzywkowy - krzywka wykonuje ruch obrotowy; popychacz wykonuje ruch posuwisto-zwrotny, rzadziej wahadłowy

Najprostsza przekładnia mechaniczna składa się z dwóch kół, przy czym należy rozróżnić:

- koło (małe) *1* - o średnicy d_m,
- koło duże *2* - o średnicy d_d.

W zależności od tego do którego koła jest przyłożony napęd, można wyróżnić:

- koło napędzające (czynne) - *a*
- koło napędzane (bierne) - *b*



Przełożenie przekładni mechanicznej

Podstawową cechą przekładni mechanicznej jest jej przełożenie.

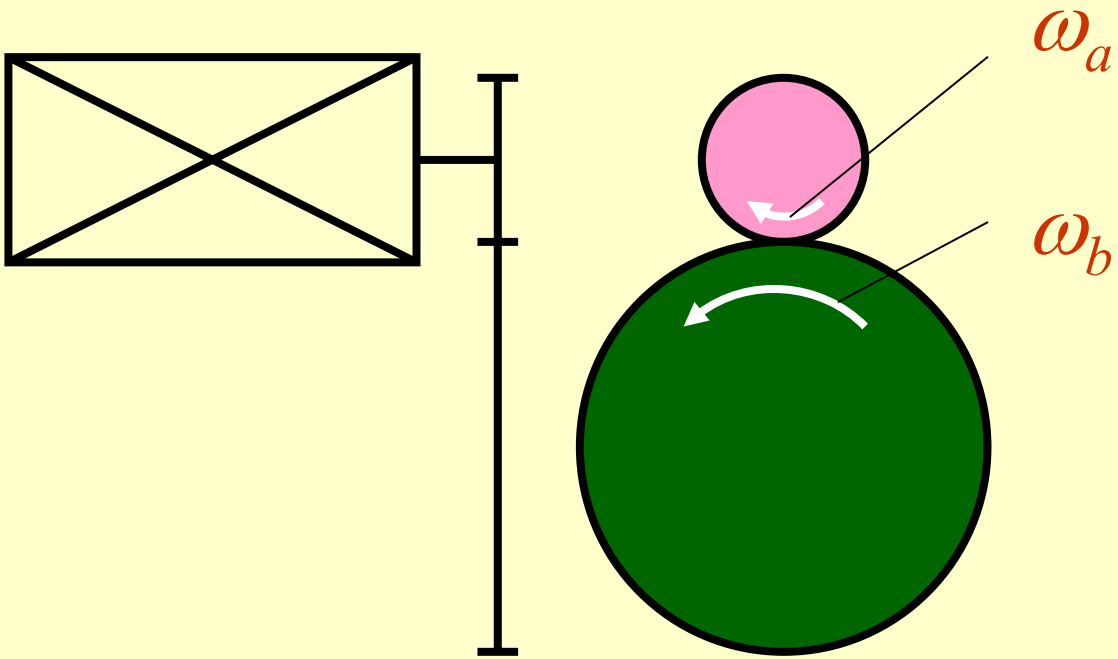
W praktyce używa się przełożenie:

- kinematyczne i,
- geometryczne u.

Przełożenie kinematyczne i jest to stosunek prędkości kątowej koła napędzającego przekładni do prędkości kątowej koła napędzanego.

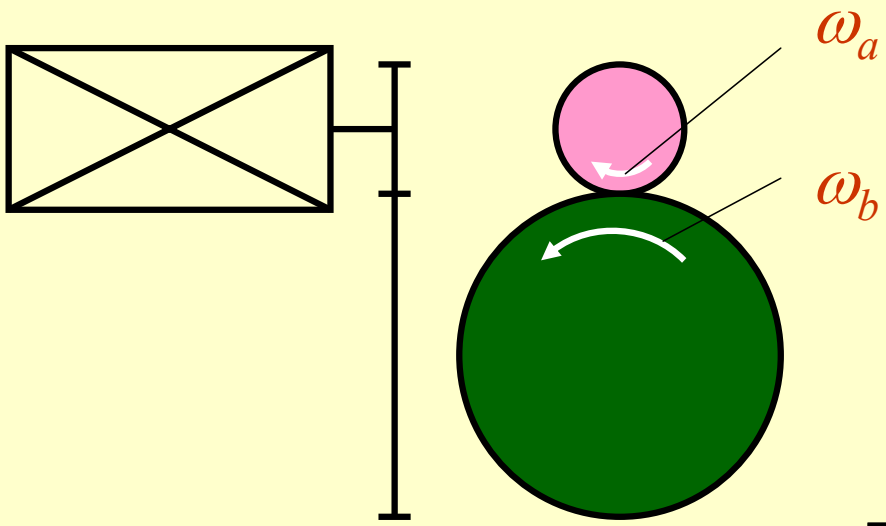
Przełożenie geometryczne u jest to stosunek średnic (lub liczby zębów) koła dużego przekładni do koła małego.

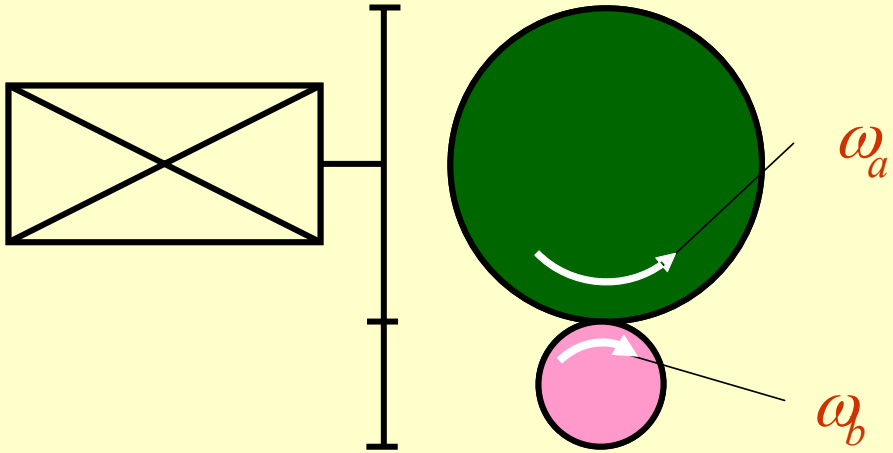
Przełożenie kinematyczne ***i*** jest to stosunek prędkości kątowej koła napędzającego ω_a do prędkości kątowej koła napędzanego ω_b:



$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b}$$

- dla przekładni redukcyjnych (zwalniających) $i>1$ ponieważ $\omega_a > \omega_b$
- dla przekładni multiplikacyjnej (przyspieszającej) $i<1$ponieważ $\omega_a < \omega_b$





Prędkość obrotowa ciała n – liczba obrotów tego ciała wykonywana w jednostce czasu (np.: sekunda, minuta,).

Powszechnie stosowana jako parametr określający własności silników i maszyn roboczych.

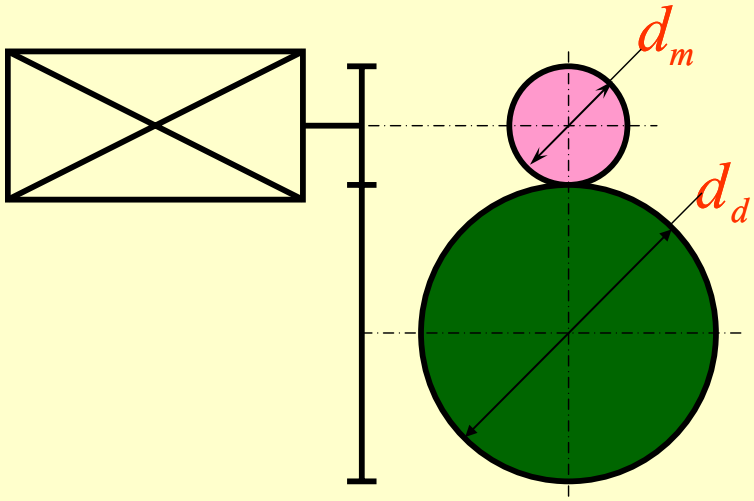
Prędkość obrotowa n jest ściśle związana z prędkością kątową oznaczaną przez ω, która określa kąt w radianach zakreślany w ciągu sekundy.

Ponieważ

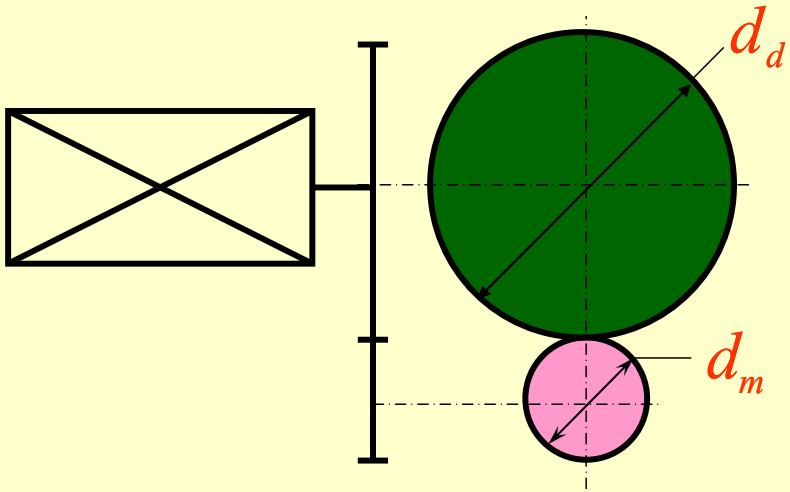
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

to

Przełożenie geometryczne u jest to stosunek średnic (lub liczby zębów) koła dużego d_d do koła małego d_m.



$$u = \frac{d_d}{d_m}$$



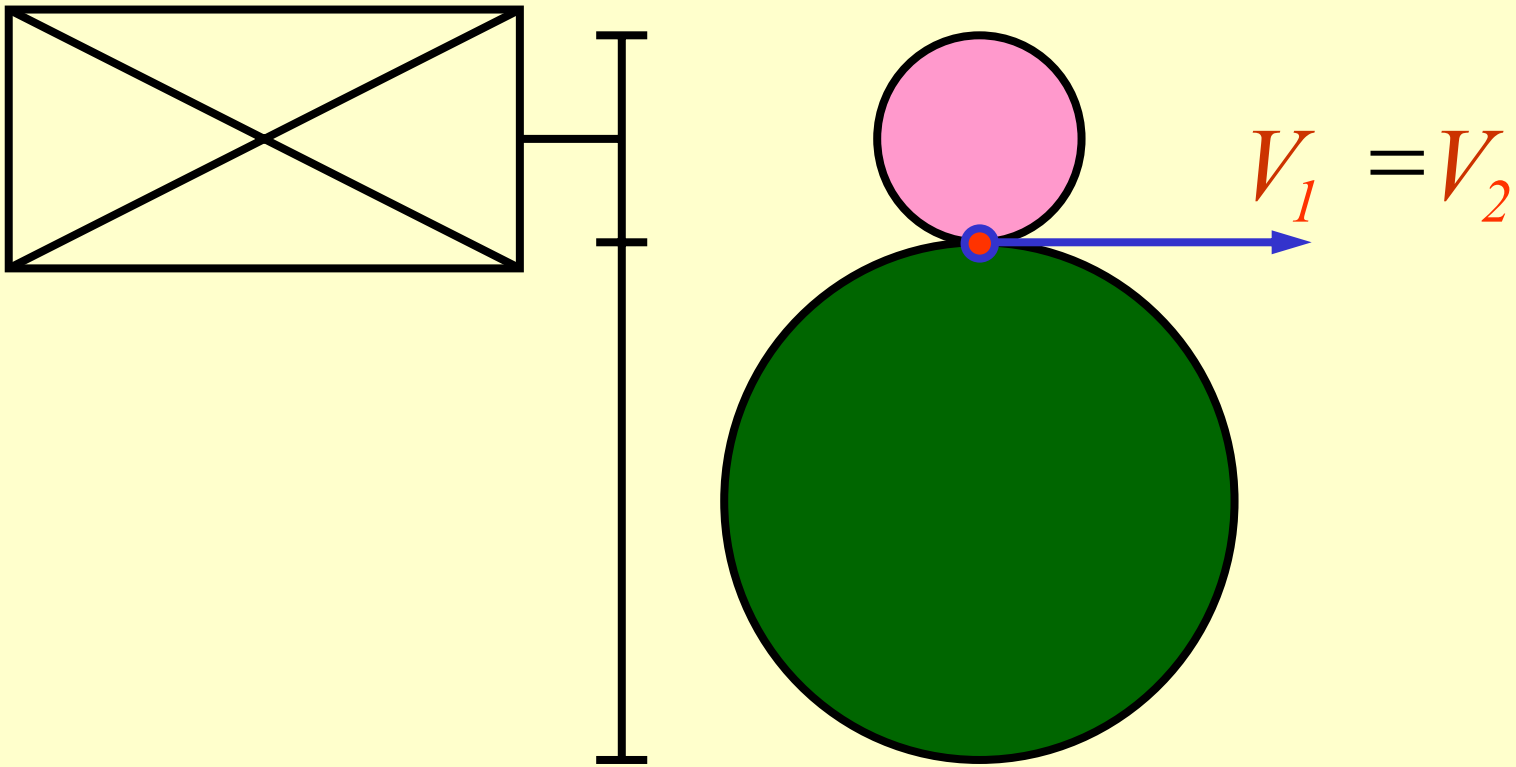
W przekładni zębatej średnica koła podziałowego d jest funkcją liczby jego zębów z oraz modułu m:

$$d = m \cdot z$$

Wówczas przełożenie geometryczne u można wyrazić również stosunkiem liczby zębów w obu koła przekładni zębatej:

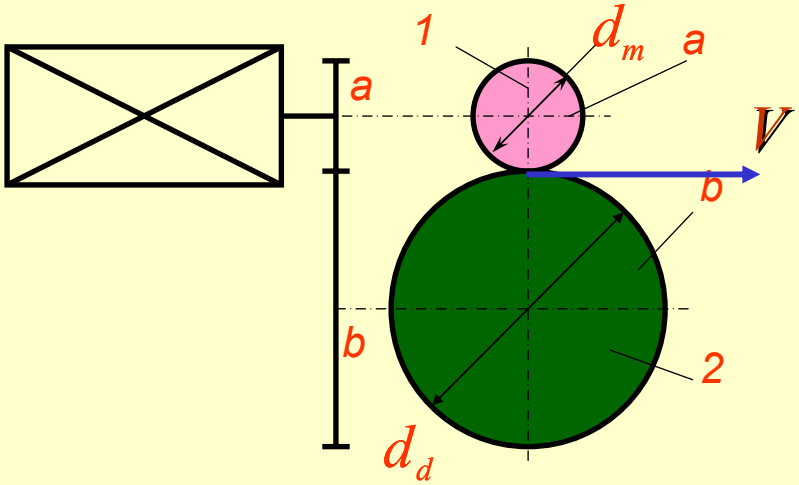
Relacja między przełożeniem kinematycznym i geometrycznym

W punkcie styku kół przekładni, prędkości obwodowe kół muszą być sobie równe: $V_1 = V_2$.



Prędkość obwodowa koła wynosi:

$$V = \omega \cdot r = \omega \cdot \frac{d}{2}$$



zaś odpowiednio dla obydwu kół:

$$V_1 = \omega_a \cdot \frac{d_m}{2} \qquad V_2 = \omega_b \cdot \frac{d_d}{2}$$

Porównując obie prędkości uzyskuje się:

$$\omega_a \cdot \frac{d_m}{\cancel{2}} = \omega_b \cdot \frac{d_d}{\cancel{2}}$$

Wówczas przełożenie kinematyczne wynosi:

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{d_d}{d_m} = u$$ *w przypadku reduktora*,

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{d_m}{d_d} = \frac{1}{u}$$ *w przypadku multiplikatora*.

Uwaga !

Absolutna wartość przełożenia kinematycznego i jest zależna od strony przyłożenia kierunku napędu.

*Posługiwanie się przełożeniem kinematycznym **i**, którego wartość jest zależna od kierunku przyłożenia napędu, a czasami również od wielkości obciążenia i cech materiałowych (dla przekładni ciernych i pasowych), jest w wielu przypadkach niewygodna.*

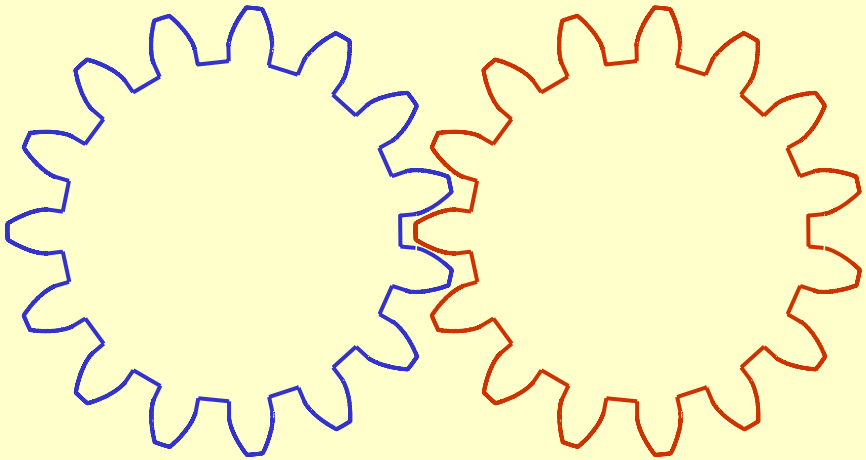
Ponadto na najbardziej nas interesujące cechy przekładni:

- *obciążalność,*
- *sprawność,*

*decydujący wpływ ma nie wartość przełożenia kinematycznego **i** lecz wartość przełożenia geometrycznego **u**.*

Wartość przełożenia geometrycznego u stanowi stałą cechę przekładni mechanicznej, niezależną od kierunku przyłożenia napędu, od wielkości obciążenia oraz cech materiałowych.

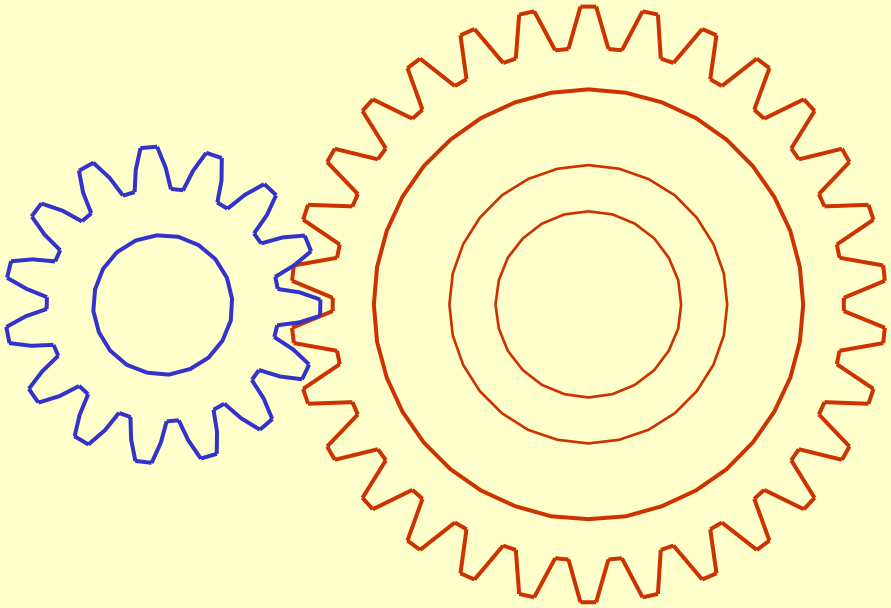
Przełożenia - przykłady



$$i = u = \frac{Z_{kolo\ napedzajace}}{Z_{kolo\ napedzane}} = \frac{15}{15} = \frac{1}{1} \rightarrow 1:1$$

Co to oznacza?

Na każdy 1 obrót koła napędzającego przypada 1 obrót koła napędzanego.



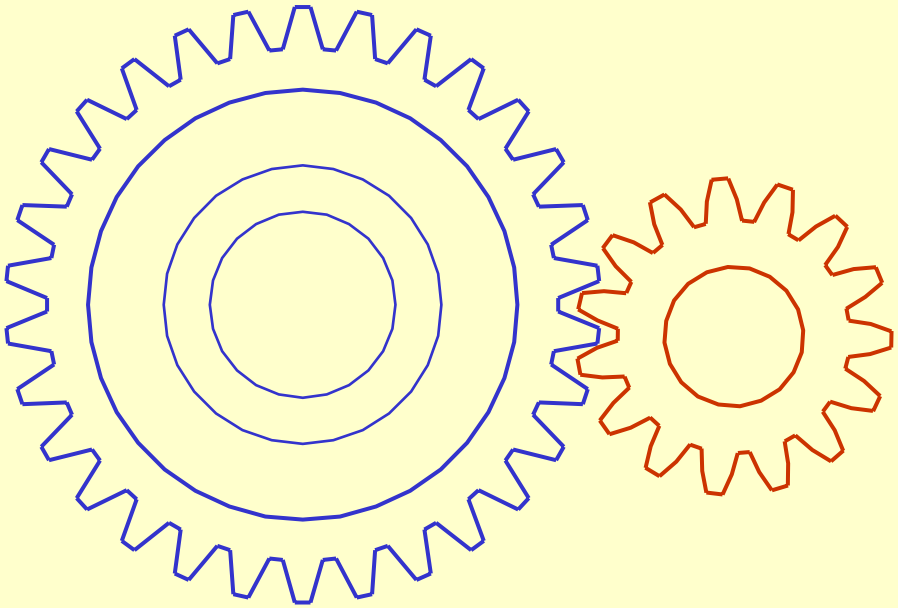
Koło napędzające jest mniejsze od koła napędzanego.

Zasada: małe koło napędza duże - <u>redukcja</u>

$$i = \frac{1}{u} = \frac{z_{kolo\ napedzajace}}{z_{kolo\ napedzane}} = \frac{15}{30} = \frac{1}{2} \rightarrow 1:2$$

Co to oznacza?

Na każde 2 obroty koła napędzającego przypada 1 obrót koła napędzanego.



Koło napędzające jest większe od koła napędzanego.

Zasada: duże koło napędza małe - <u>multiplikacja</u>

$$i = u = \frac{Z_{kolo\ napedzajace}}{Z_{kolo\ napedzane}} = \frac{30}{15} = \frac{2}{1} \rightarrow 2$$

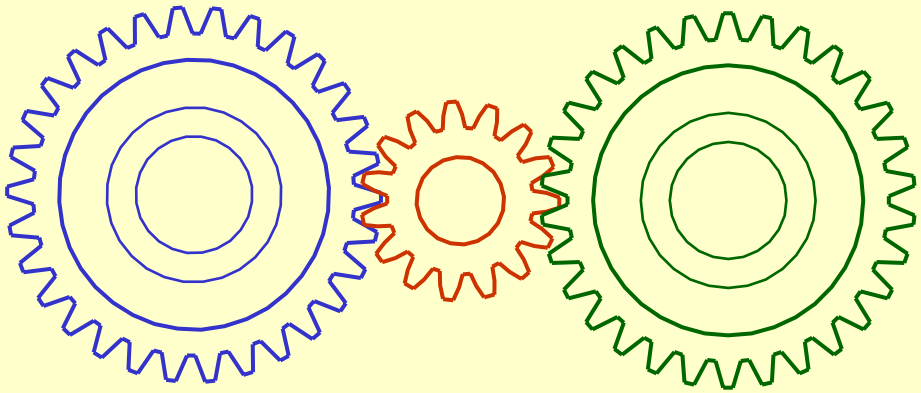
Co to oznacza?

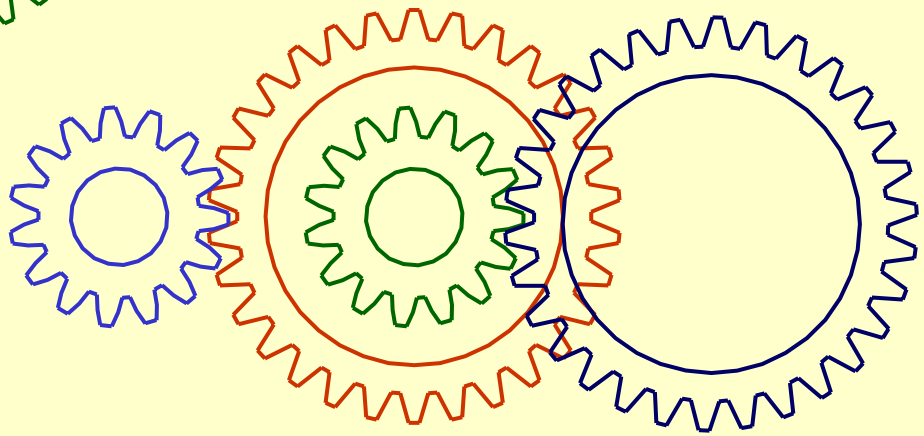
Na każdy 1 obrót koła napędzającego przypadają 2 obroty koła napędzanego.

Przełożenie przekładni wielostopniowej

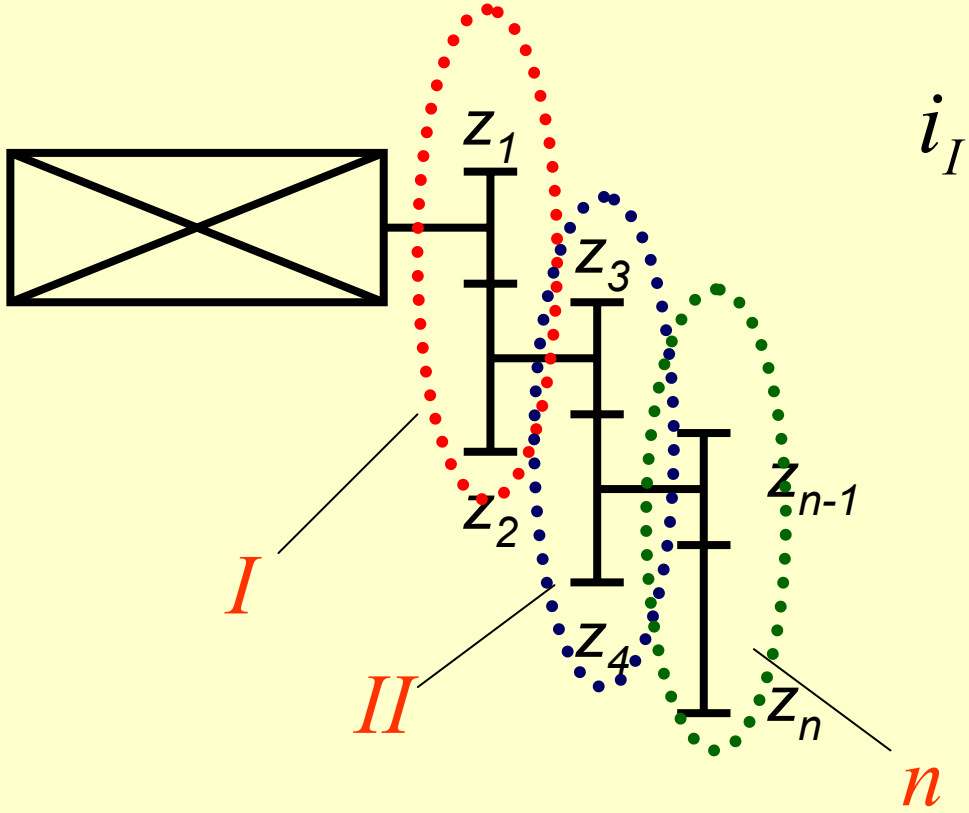
Wyróżnia się przekładnie wielostopniowe:

- ✓ szeregowe,
- ✓ równoległe.





Całkowite przełożenie przekładni wielostopniowej i_c jest iloczynem przełożeń cząstkowych, tj. przełożeń na poszczególnych stopniach przekładni:



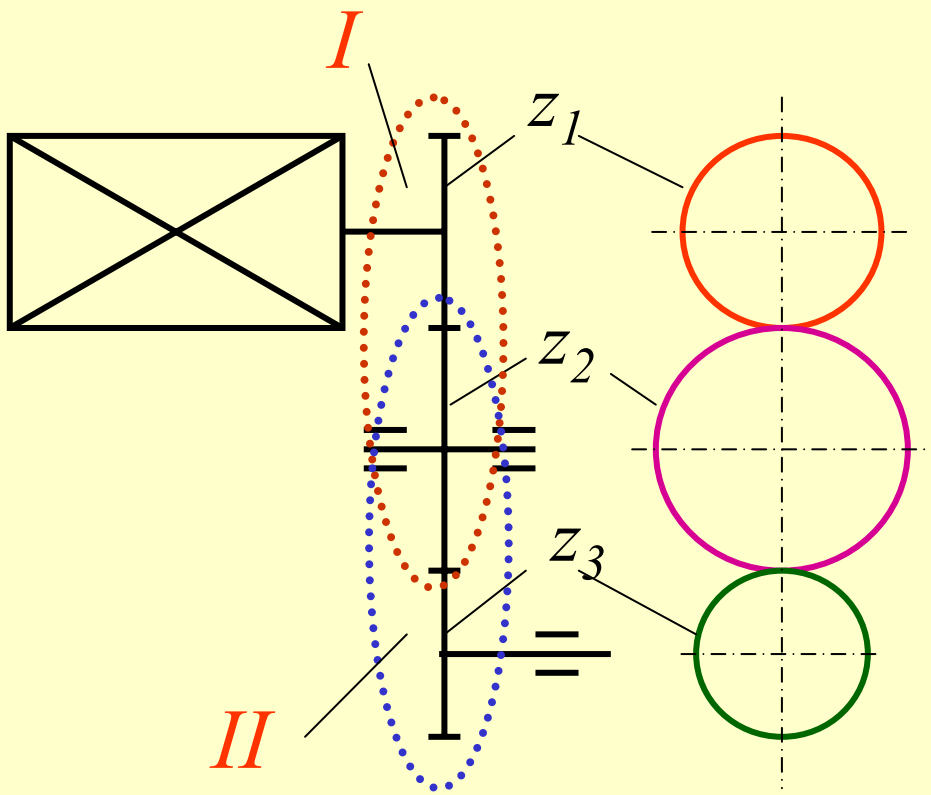
stopnie przekładni

$$i_I = \frac{z_1}{z_2} \qquad i_{II} = \frac{z_3}{z_4}$$

$$i_c = i_I \cdot i_{II} \cdot \ldots \cdot i_n =$$

$$= \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \ldots \cdot \frac{z_{n-1}}{z_n}$$

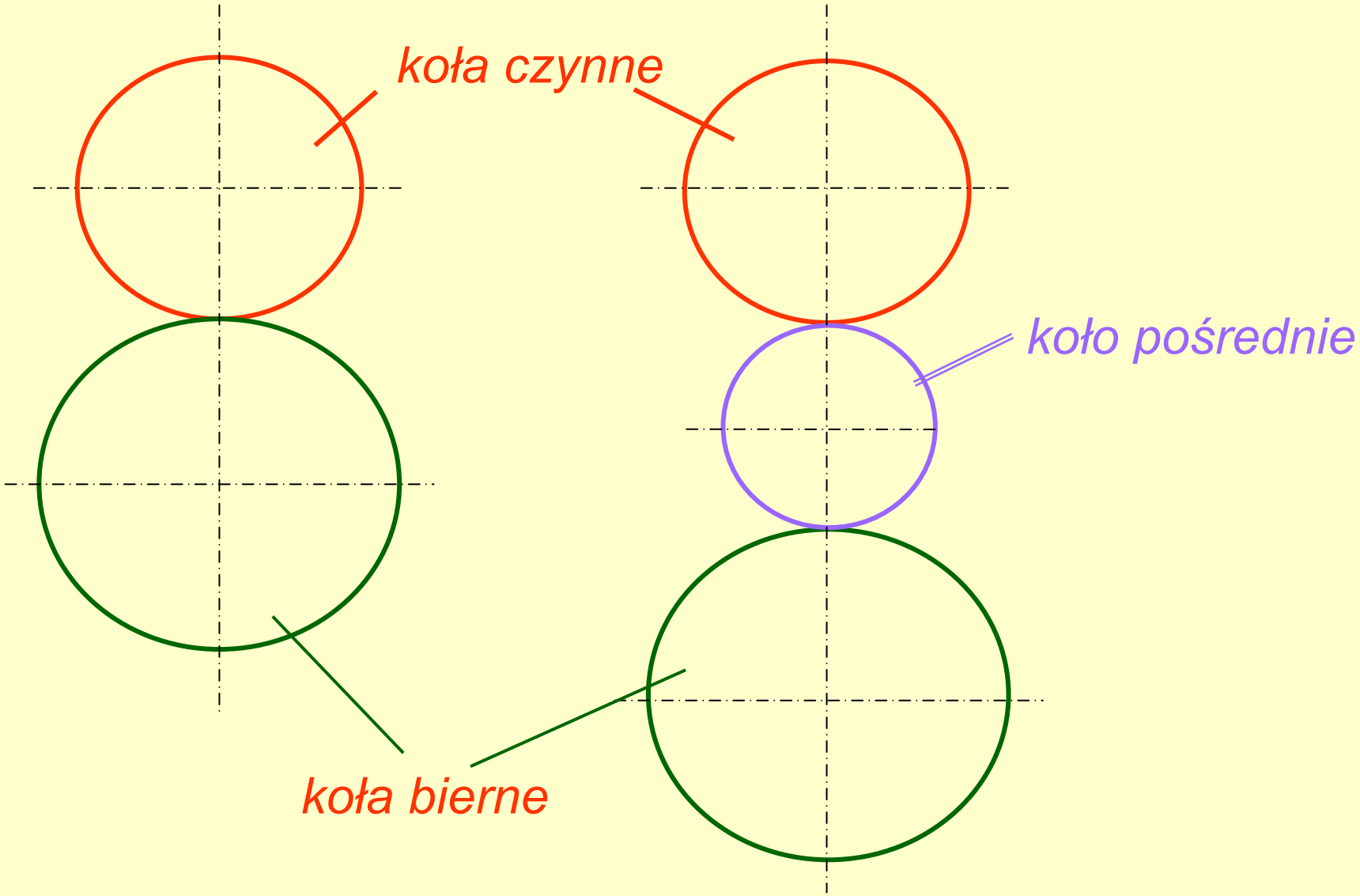
W przypadku przekładni szeregowej, przełożenie wyniesie:



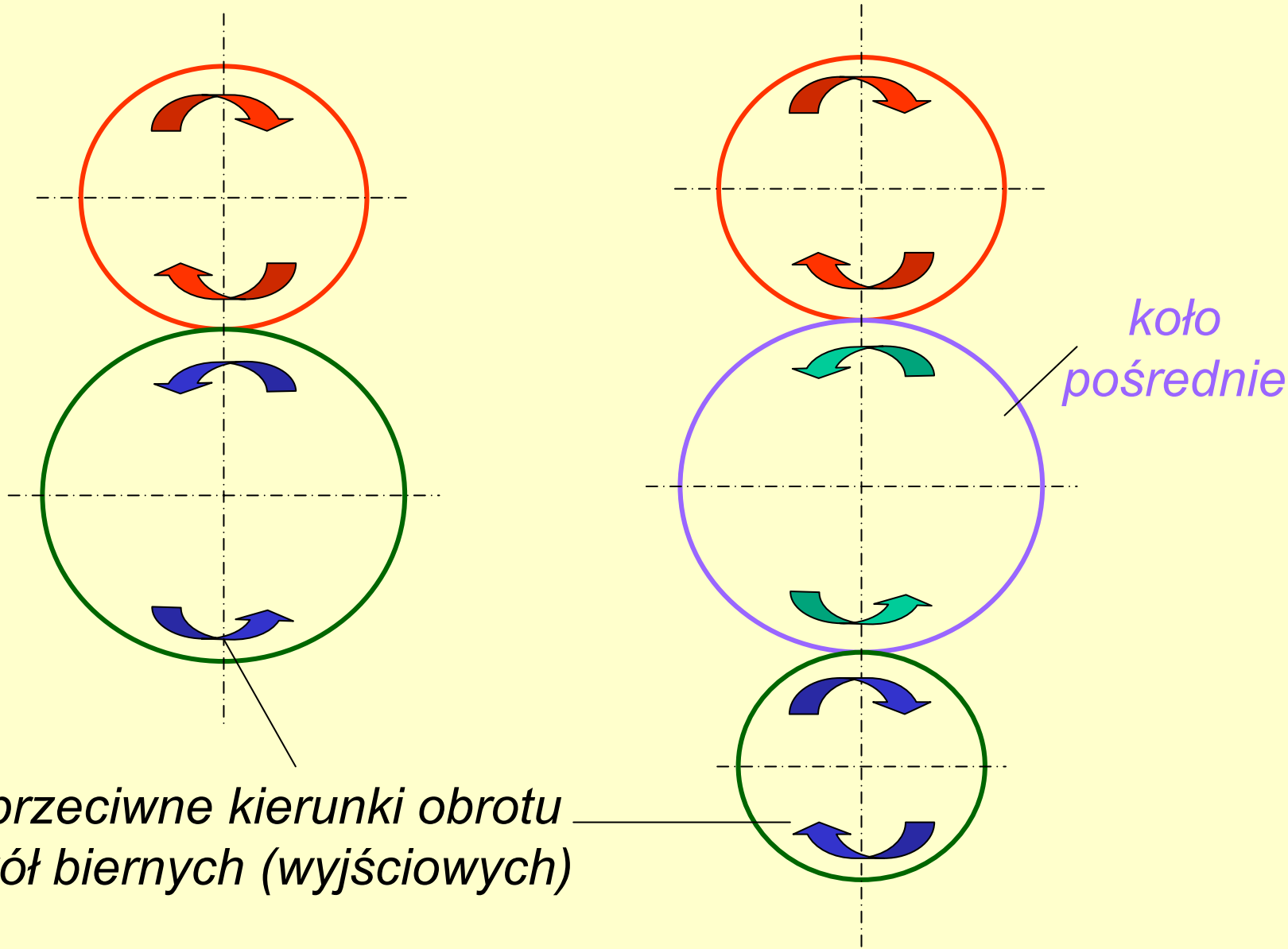
$$i_c = i_I \cdot i_{II} =$$

$$= \frac{z_1}{\cancel{z_2}} \cdot \frac{\cancel{z_2}}{z_3} = \frac{z_1}{z_3}$$

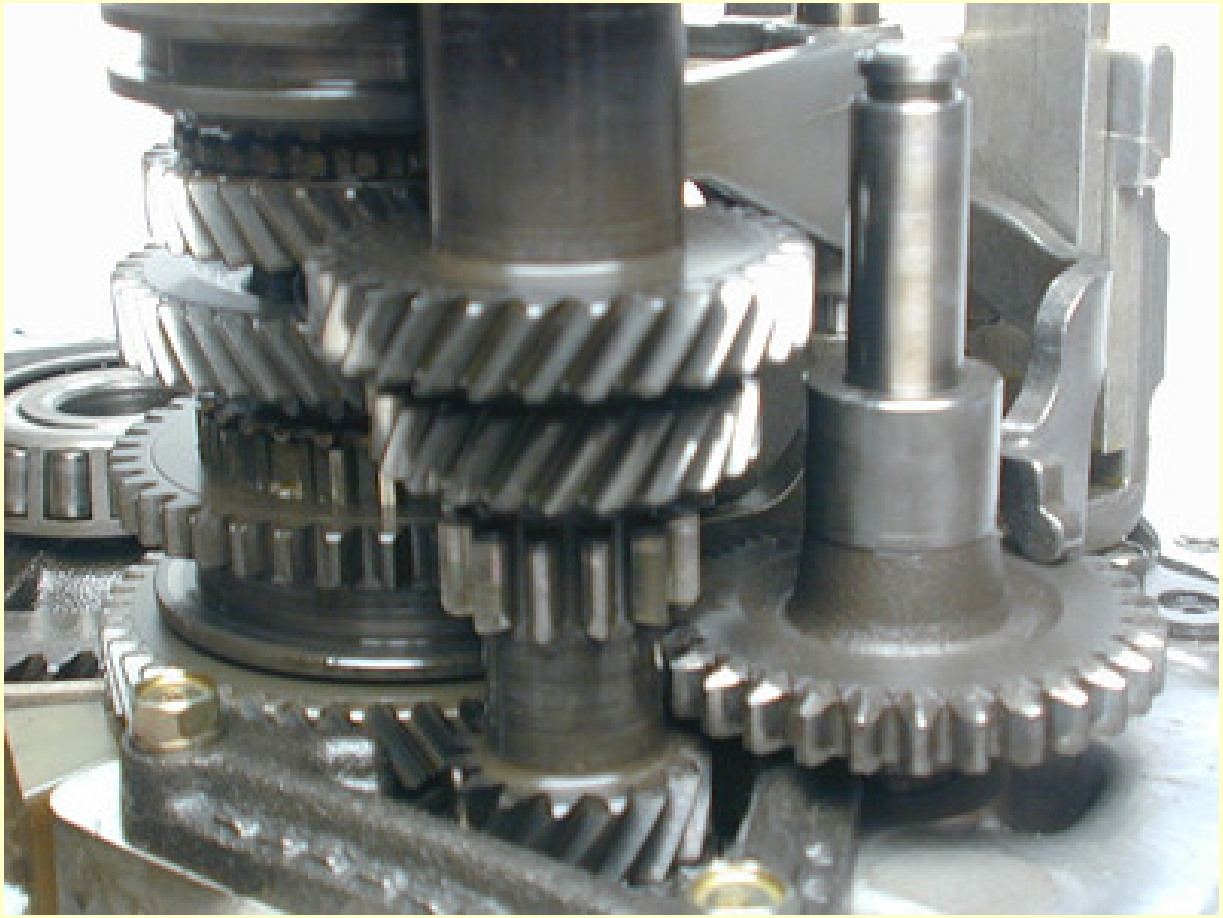
Co powoduje wprowadzenie koła pośredniego w przekładni szeregowej?



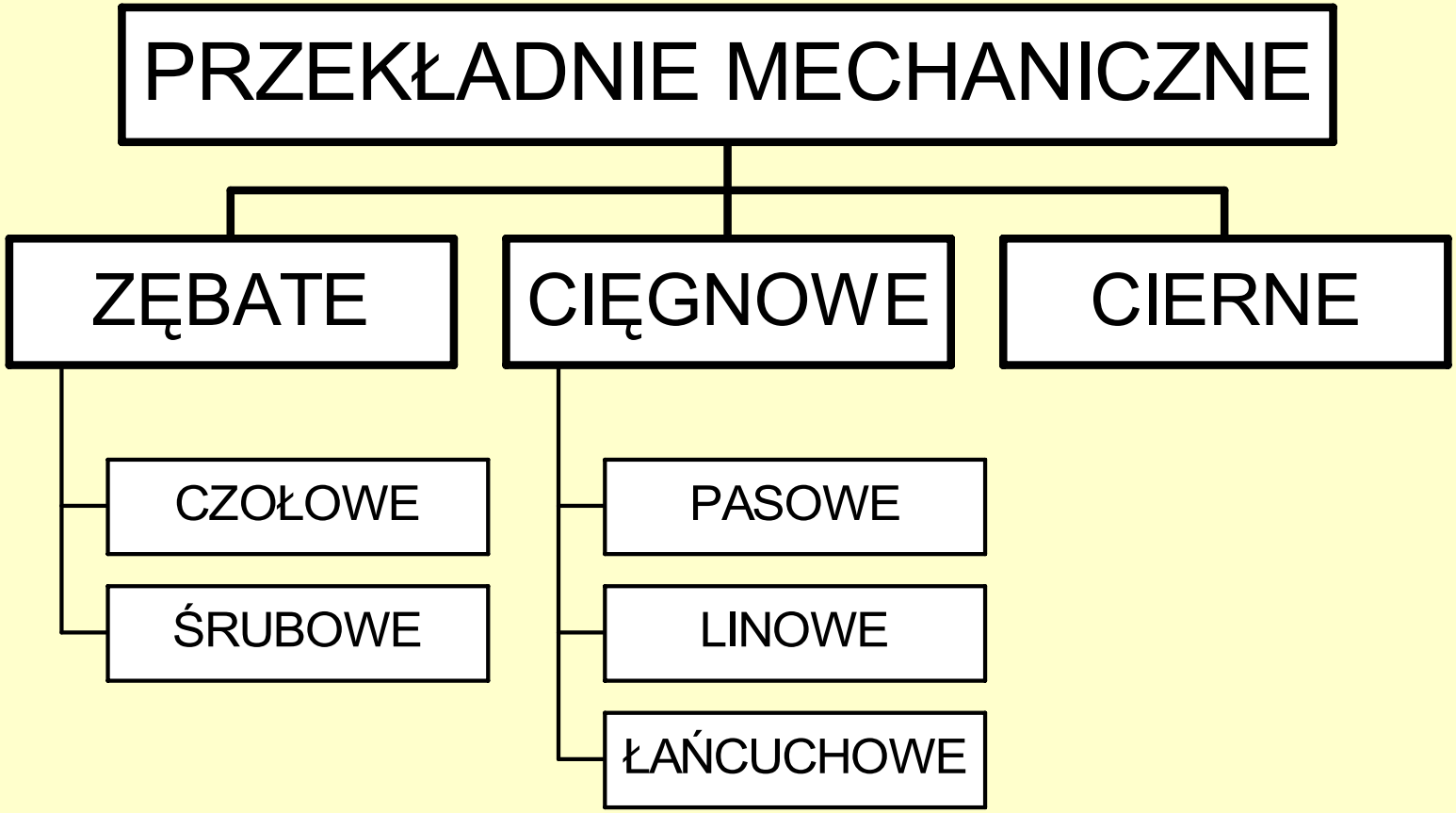
W takim przypadku koło pośrednie zmienia tylko kierunek obrotu koła wyjściowego



Koła pośrednie wykorzystuje się w skrzyniach biegów do uzyskania tzw. biegu wstecznego oraz w okrętowych przekładniach nawrotnych.



KLASYFIKACJA PRZEKŁADNI

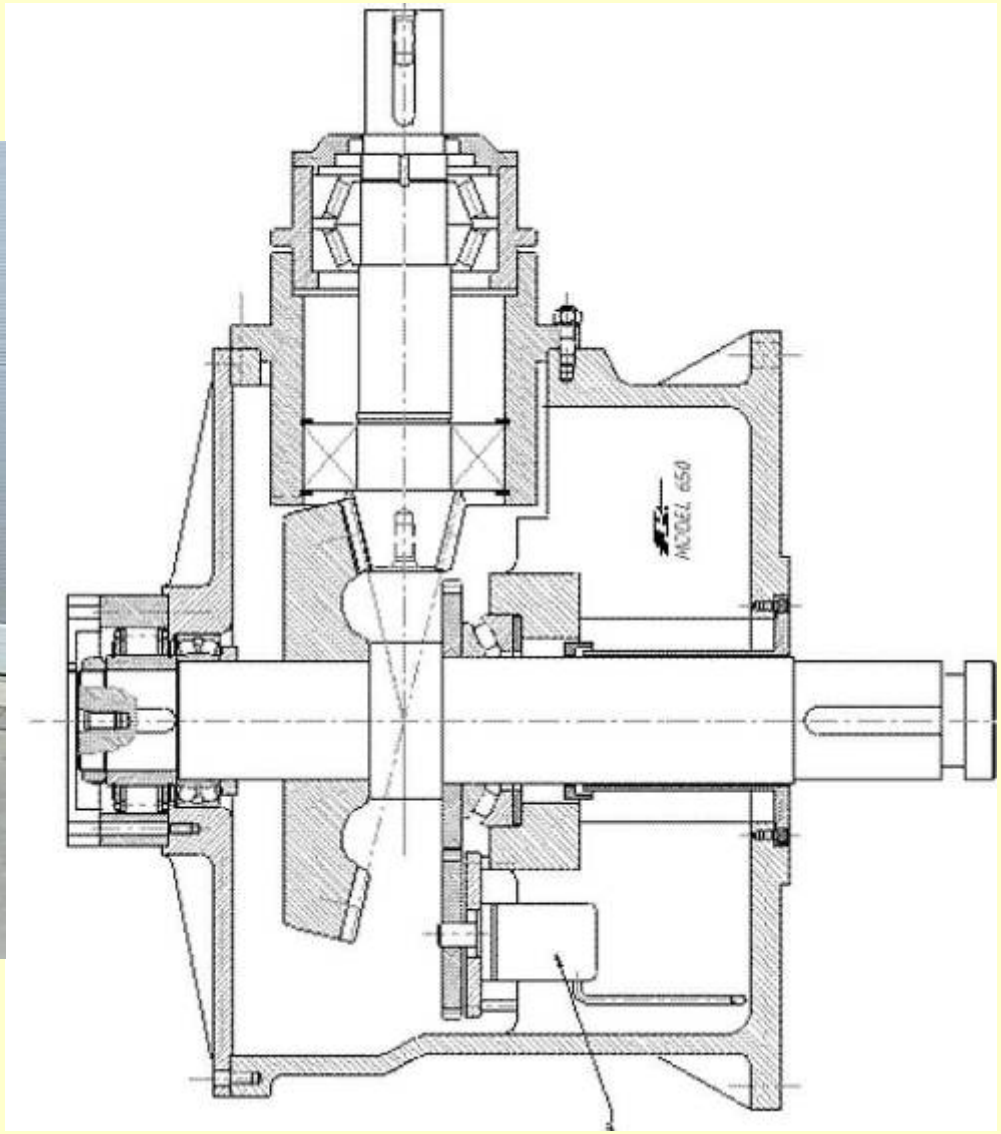


PRZEKŁADNIE ZĘBATE

Przekładnia zębata jest to przekładnia mechaniczna, w której równomierny ruch obrotowy jest przenoszony z koła zębatego napędzającego (czynnego) na koło napędzane (bierne) na skutek ich bezpośredniego zazębienia lub za pomocą koła pośredniczącego.

obracarka

VETUS
ø 250 mm
160 kgf


MODEL 650

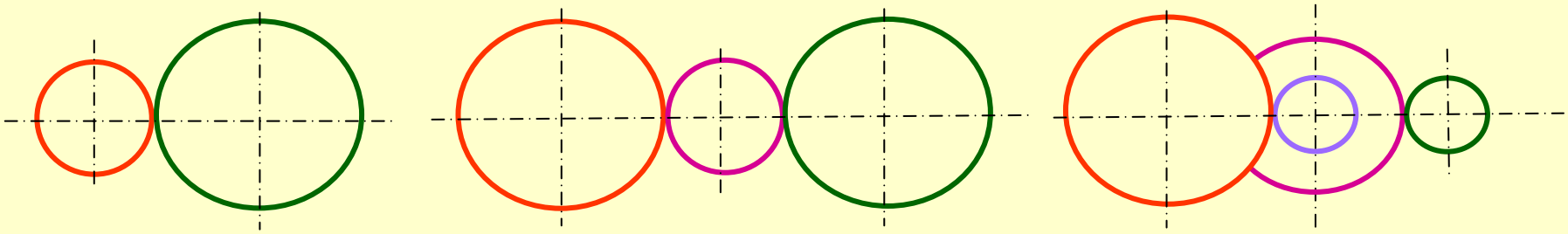
Klasyfikacja przekładni zębatych

Przekładni zębatych można podzielić ze względu na różnorodne kryteria takie jak, np.

- liczba kół,
- wartości przełożenia,
- możliwość zmiany przełożenia,
- ruchy osi kół,
- możliwość zmiany kierunku napędu,
- możliwość zmiany kierunku obrotów wału, napędzanego przy zachowaniu kierunku obrotów wału napędzającego,
- liczba wałów napędzających i napędzanych.

Liczba kół:

a. dwukołowe
b. trójkołowe
c. wielokołowe

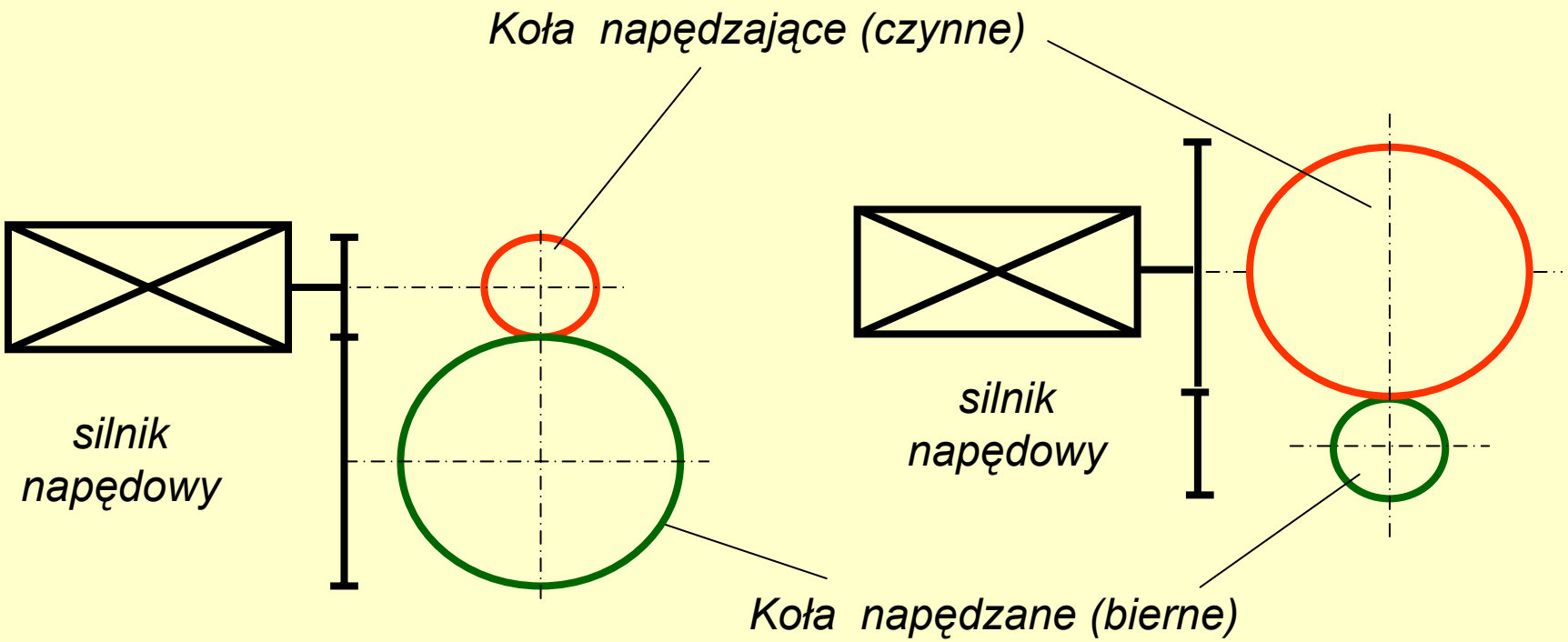


dwukołowe *trójkołowe* *wielokołowe*

Wartość przełożenia:

a. przyspieszające (multiplikacyjne)

b. zwalniające (reduktory)



reduktor

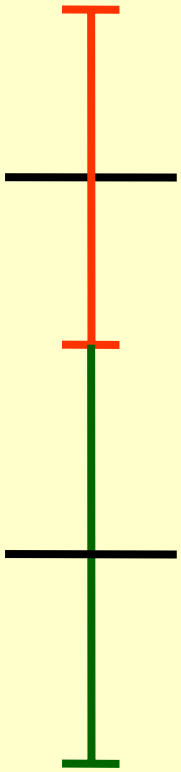
***i*>1**

multiplikator

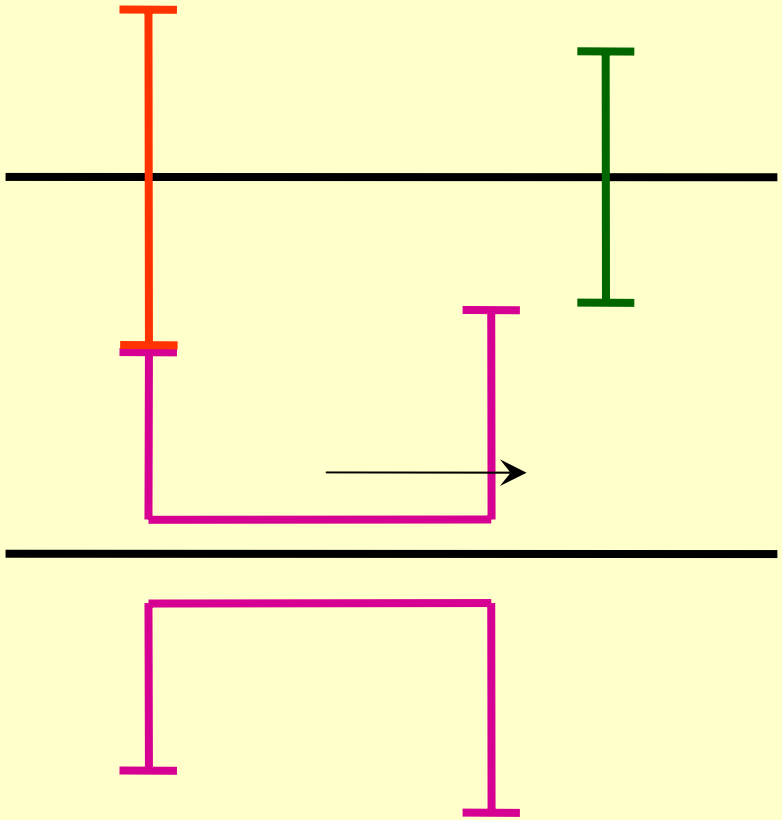
***i*<1**

Możliwość zmiany przełożenia:

a. bez możliwości zmiany przełożenia
b. ze stopniową zmianą przełożenia, tzw. skrzynie biegów



bez możliwości zmiany przełożenia

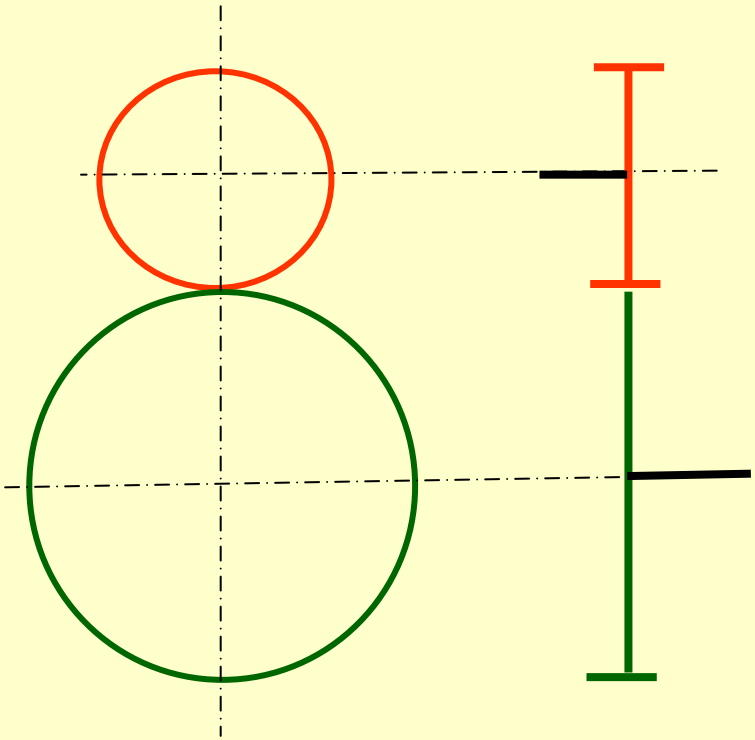


ze stopniową zmianą przełożenia

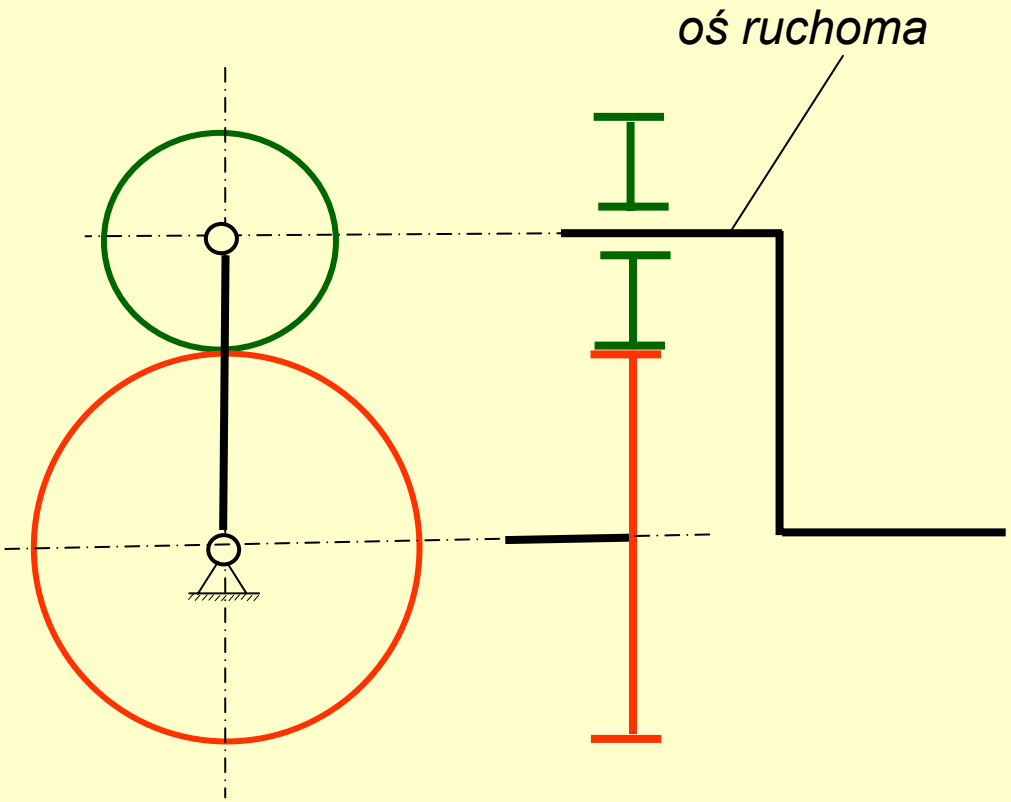
Ruchy osi kół:

a. nieruchome osie kół

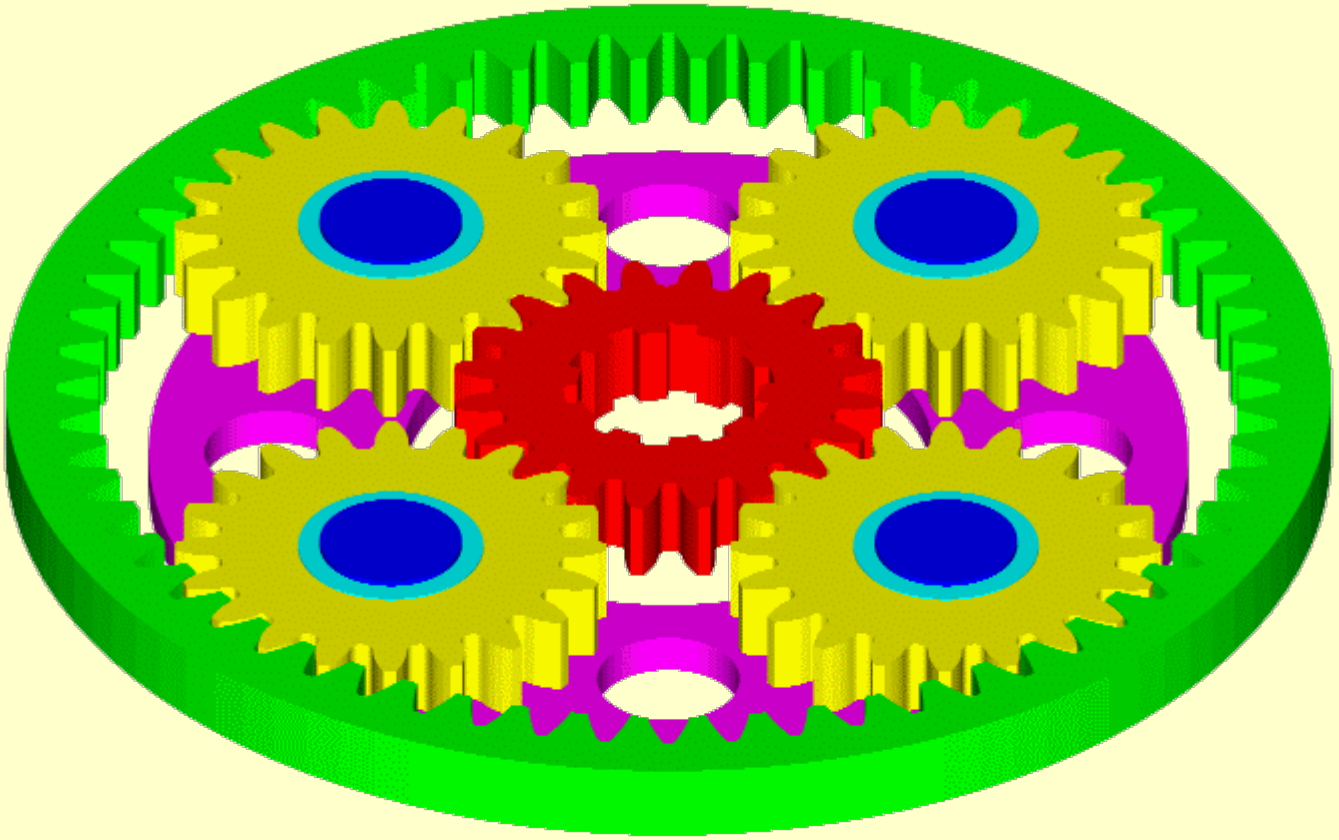
b. ruchome osie kół (przekładnie obiegowe)



nieruchome osie kół

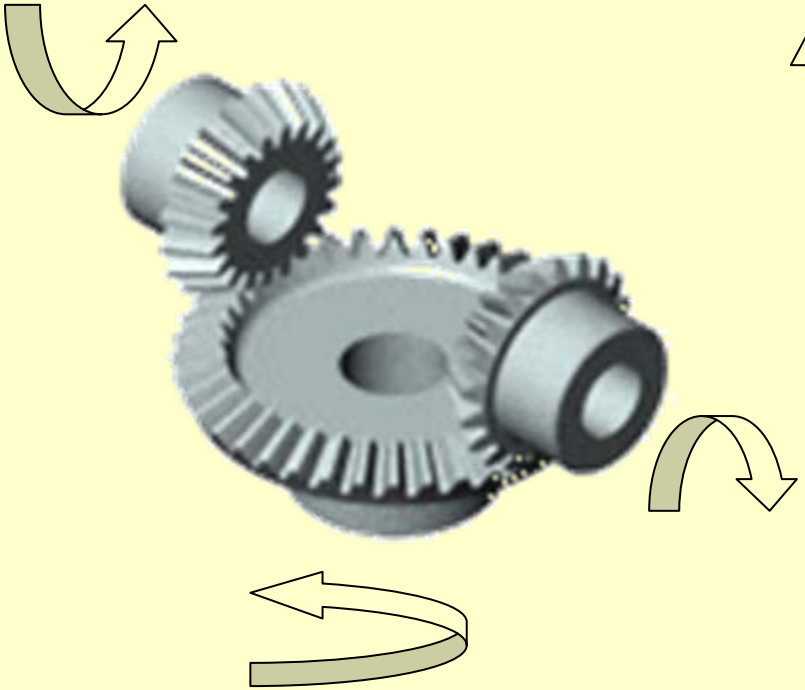


ruchome osie kół

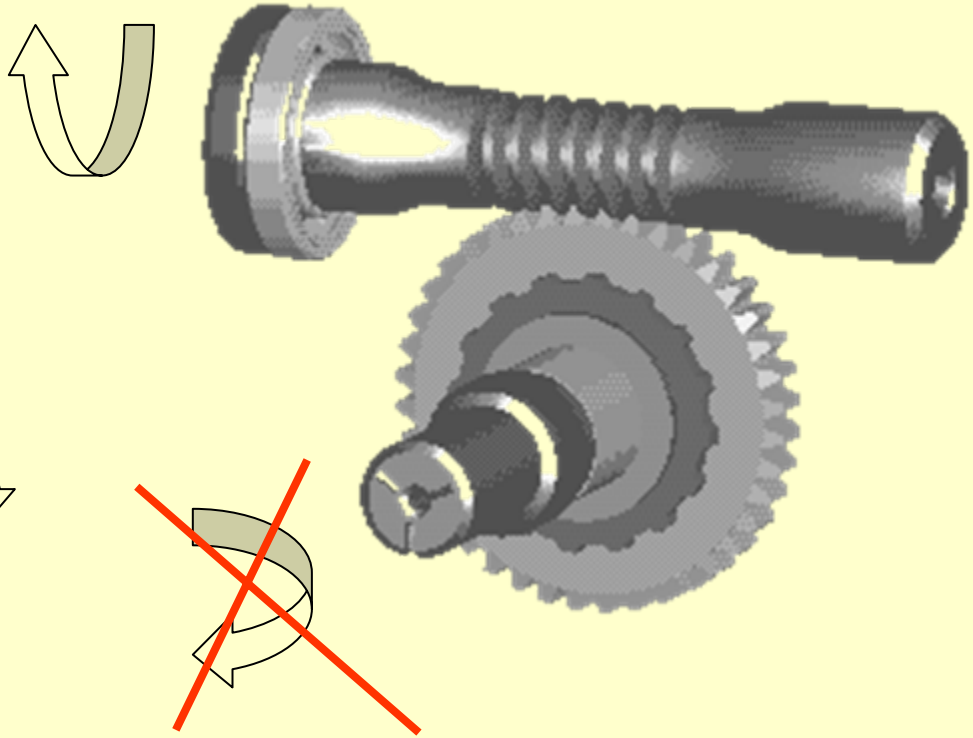


Możliwość zmiany kierunku napędu:

a. niesamohamowne
b. samohamowne



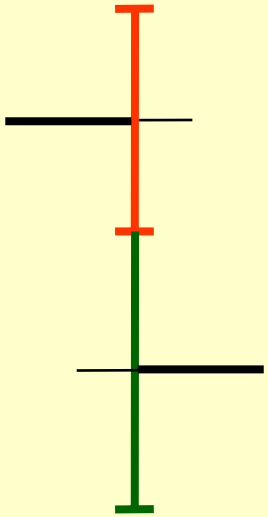
niesamohamowne



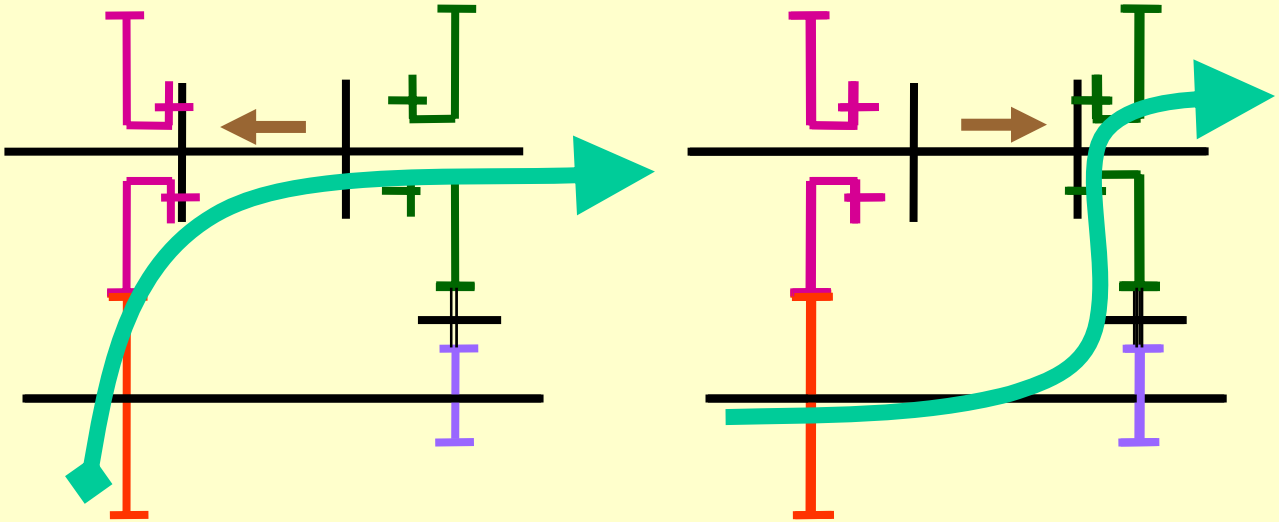
samohamowne

Możliwość zmiany kierunku obrotów wału napędzanego przy zachowaniu kierunku obrotów wału napędzającego:

a. przekładnie nawrotne
b. przekładnie nienawrotne



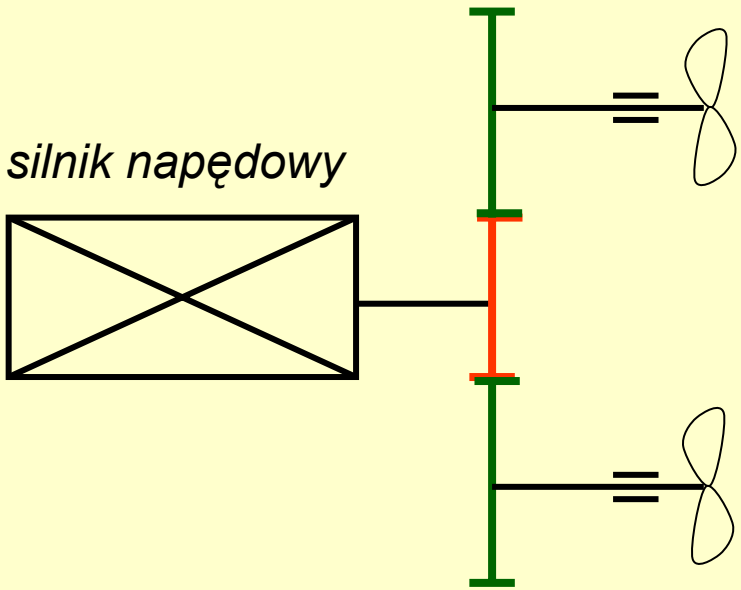
przekładnia nienawrotna



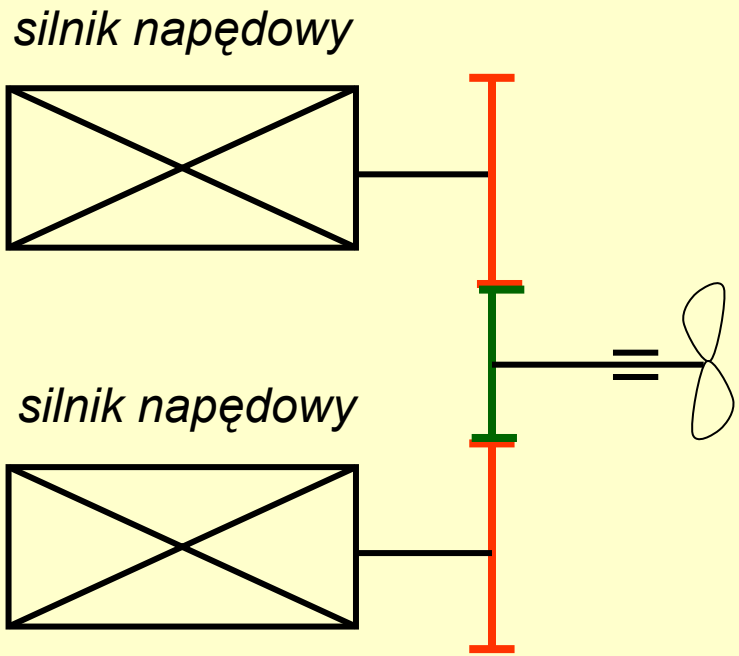
przekładnia nawrotna

Liczba wałów napędzających i napędzanych:

a. zbiorcze
b. rozdzielcze



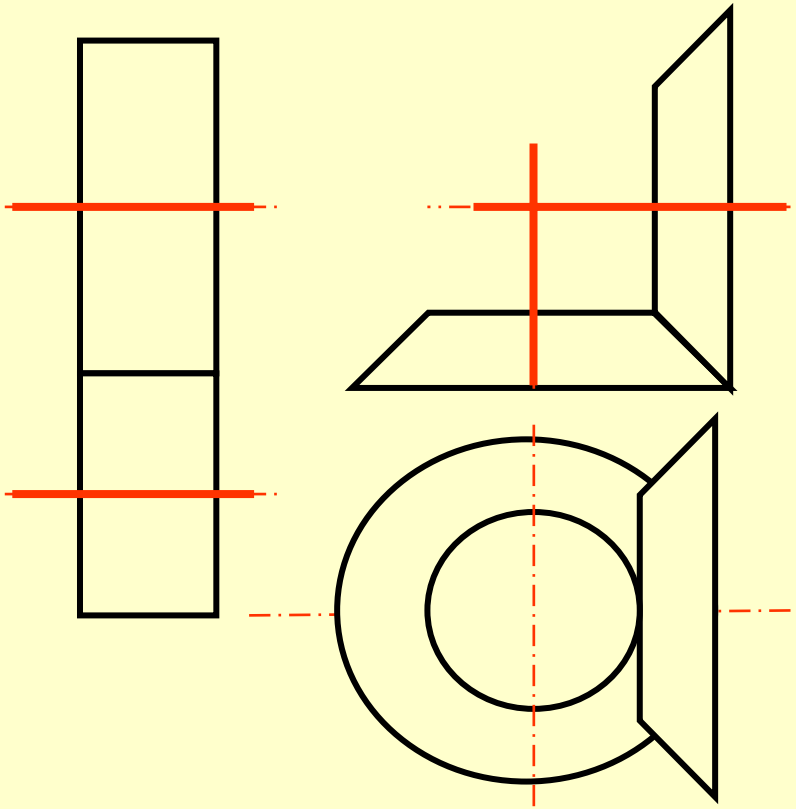
rozdzielcza



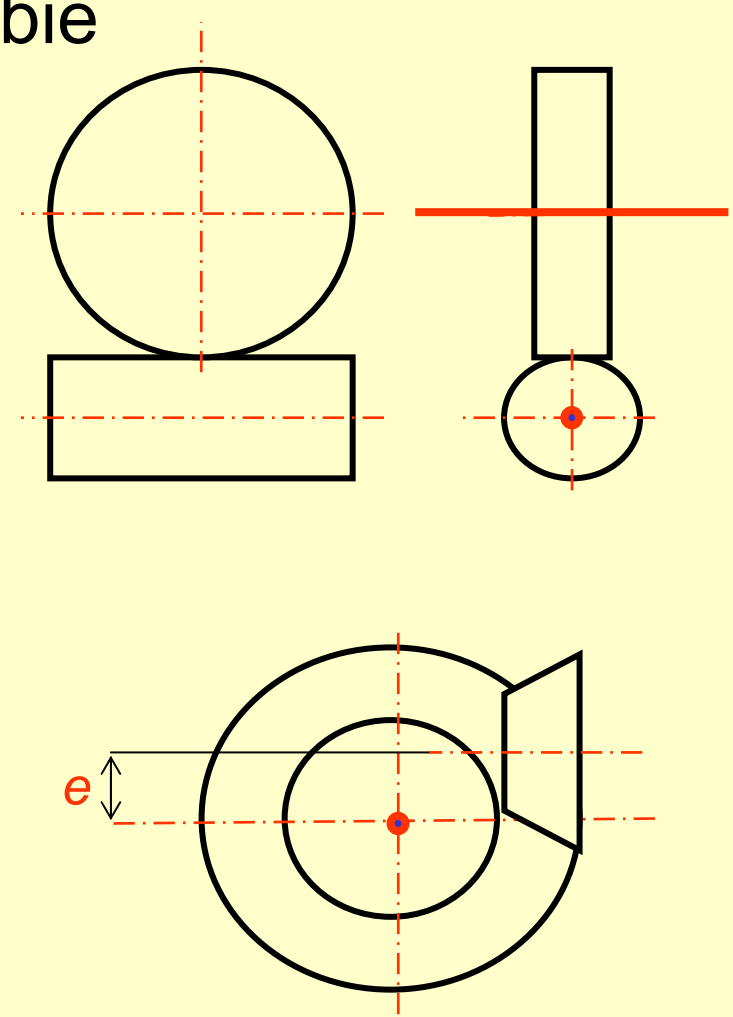
zbiorcza

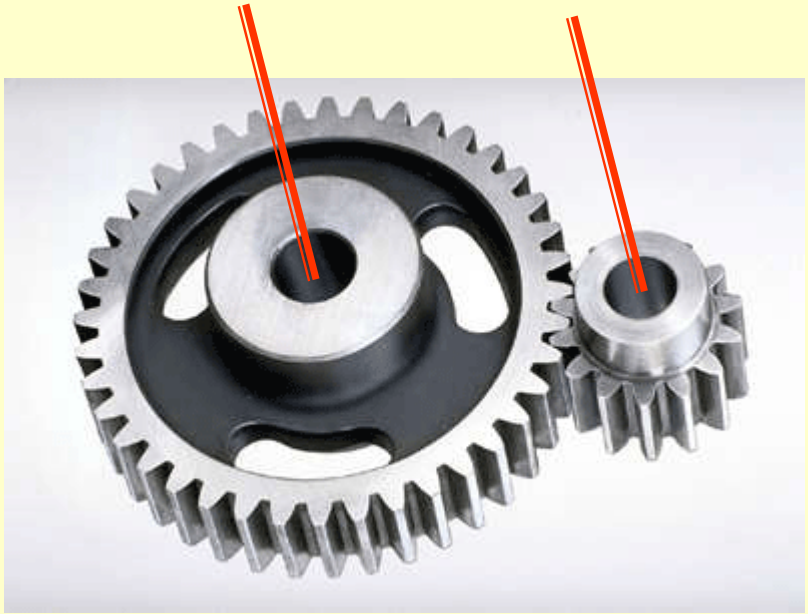
Klasyfikacja przekładni zębatych w zależności od kinematyki zazębień

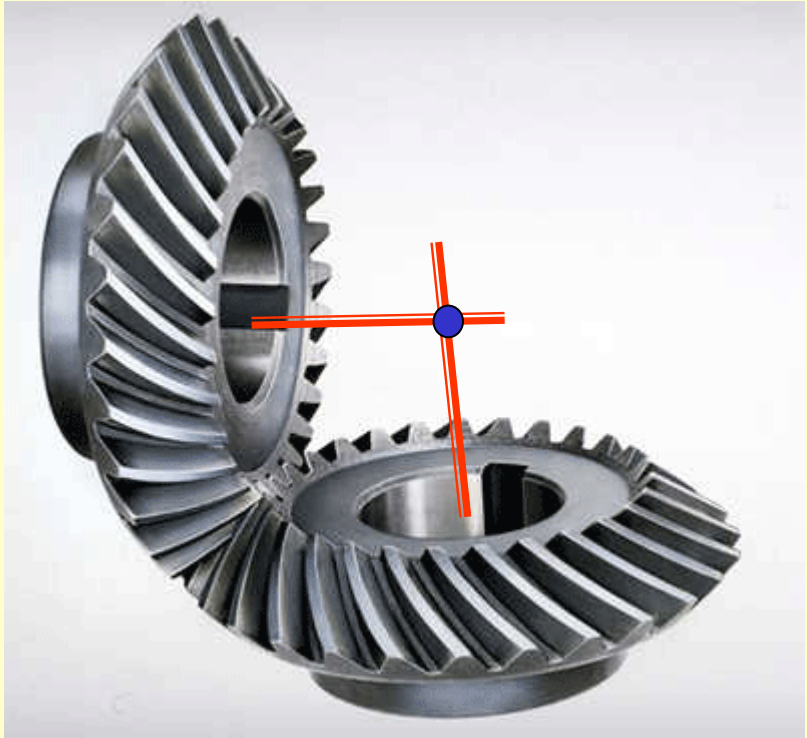
W przekładniach czołowych osie kół są równoległe względem siebie lub się przecinają



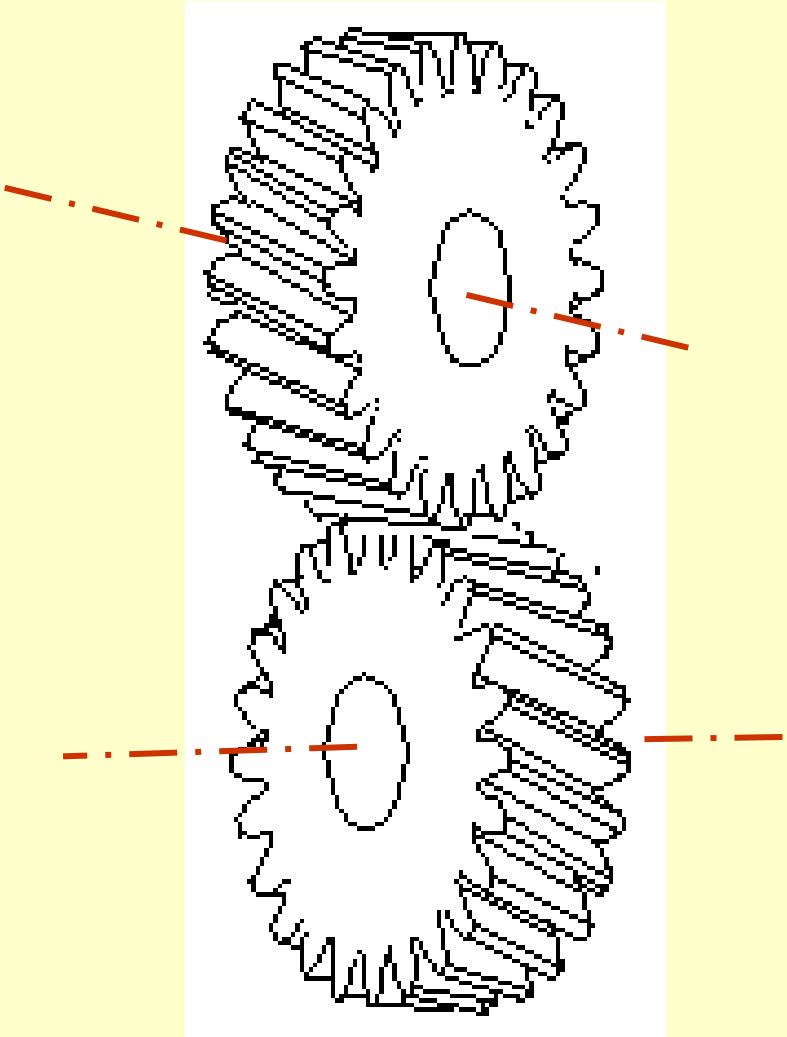
W przekładniach śrubowych osie kół są zwichrowane względem siebie

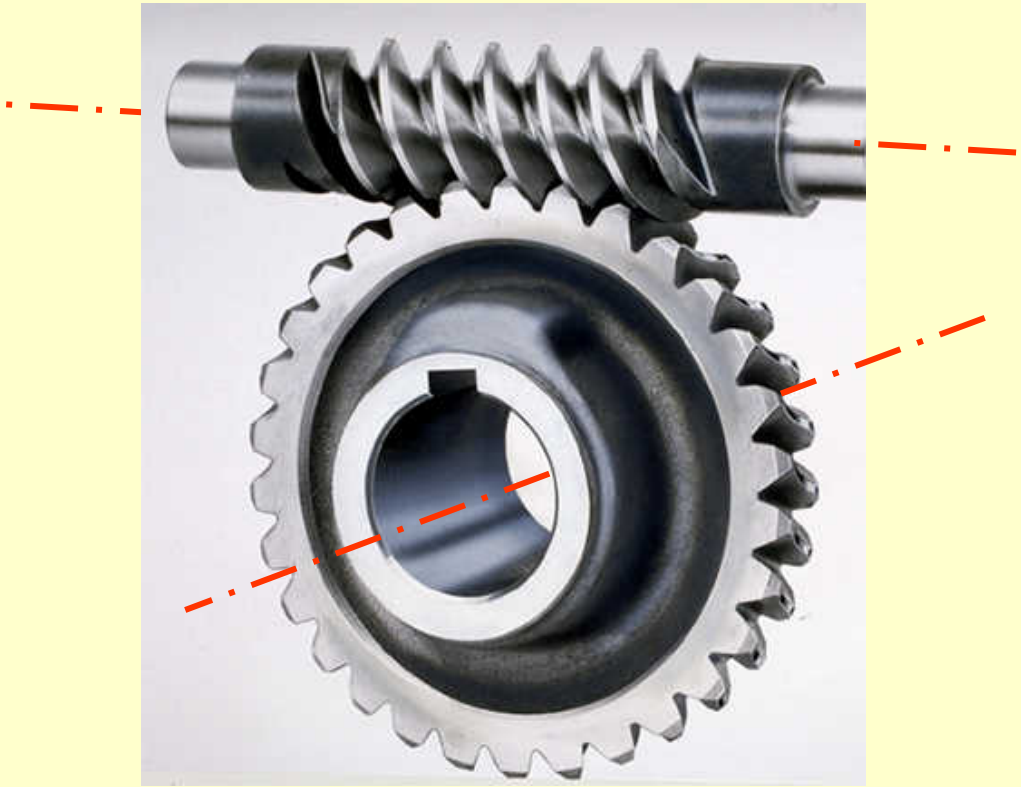






przekładnie czołowe

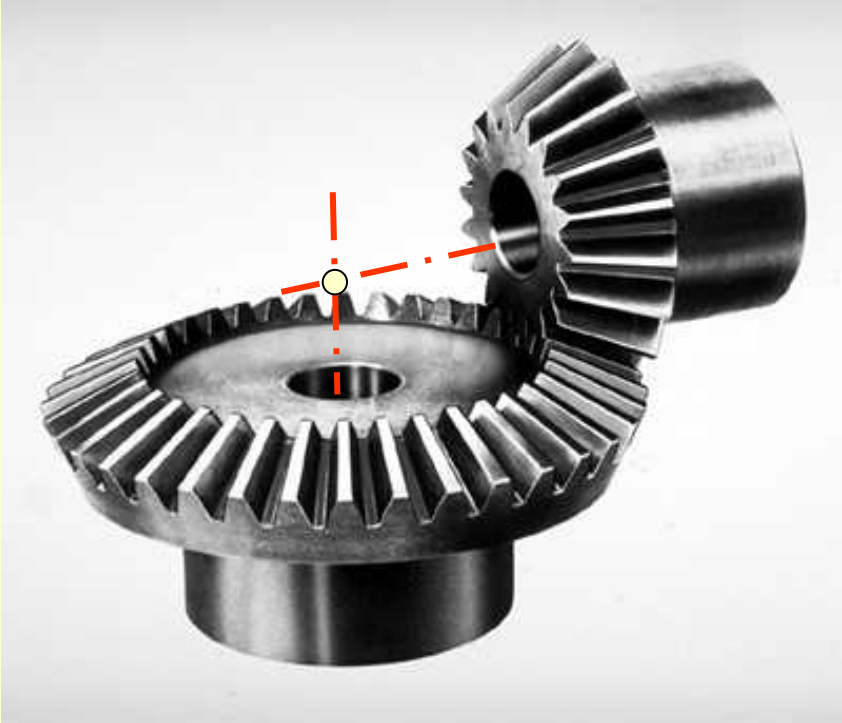




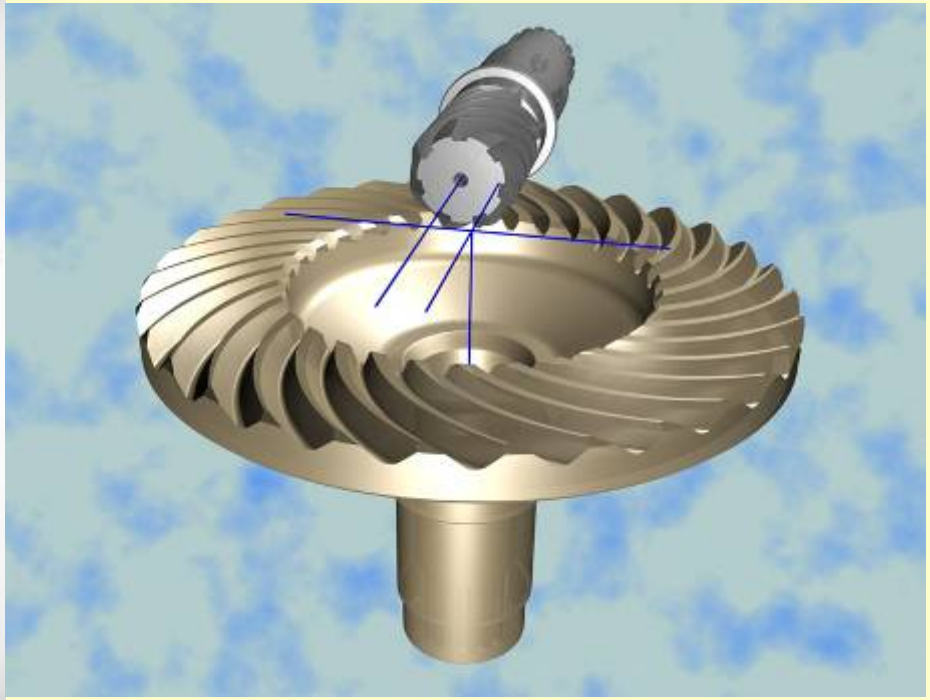
przekładnie śrubowe

przekładnie stożkowe

czołowe

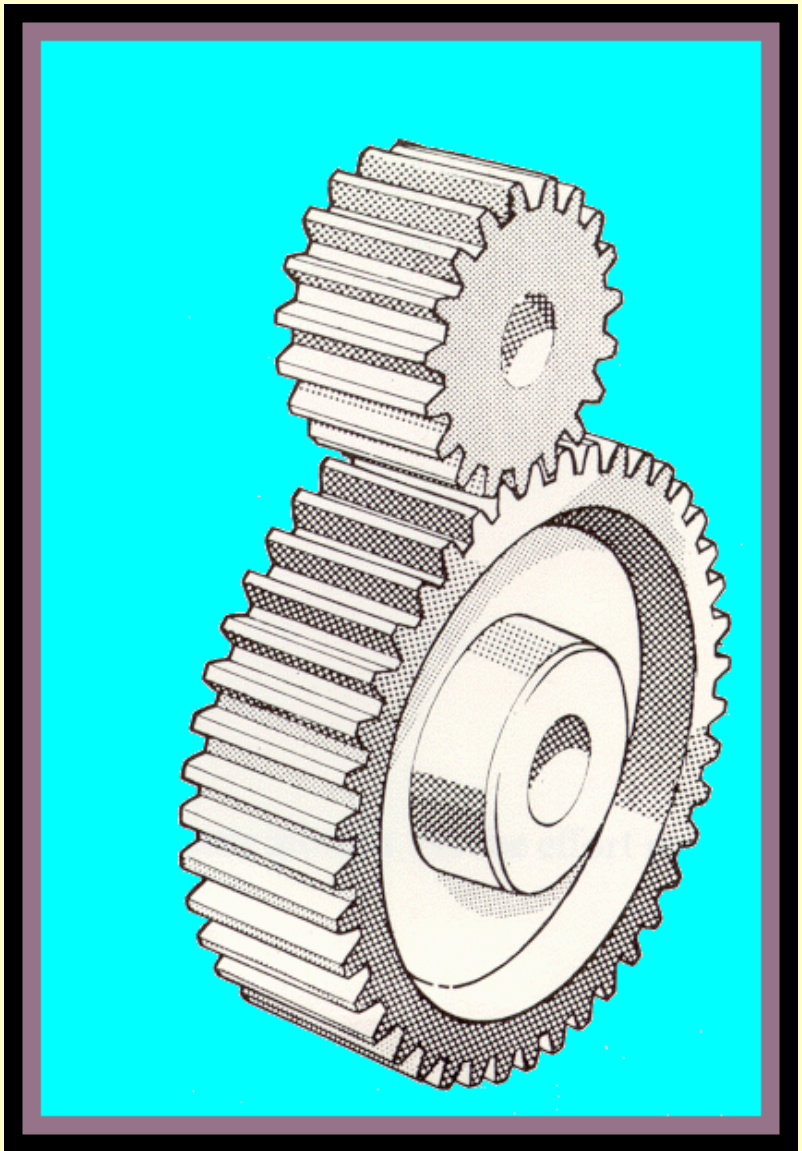


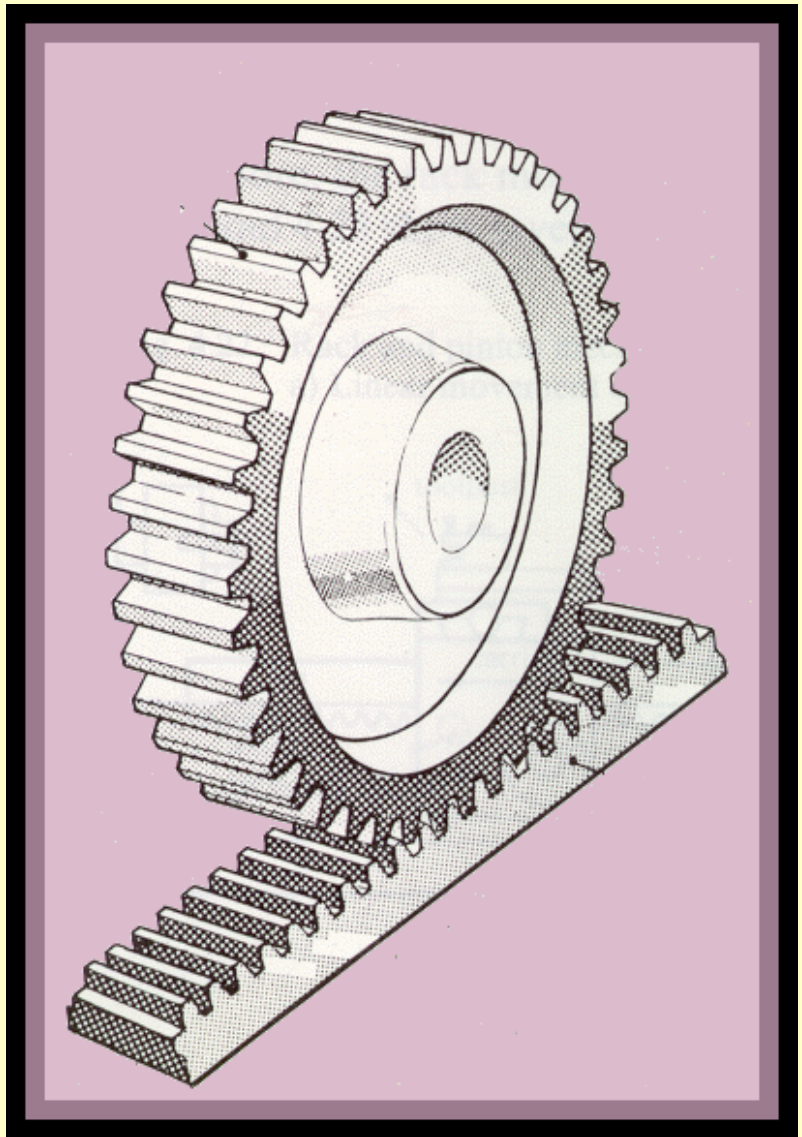
śrubowe (hipoidalne)



Koło zębate jest to część przekładni zębatej służąca do przenoszenia ruchu obrotowego lub posuwistego bez poślizgu za pomocą zębów rozmieszczonych na obwodzie współpracujących kół lub koła i listwy zębatej zwanej zębatką.

Para lub większa liczba zazębiających się za sobą kół zębatych tworzy przekładnię zębatą.

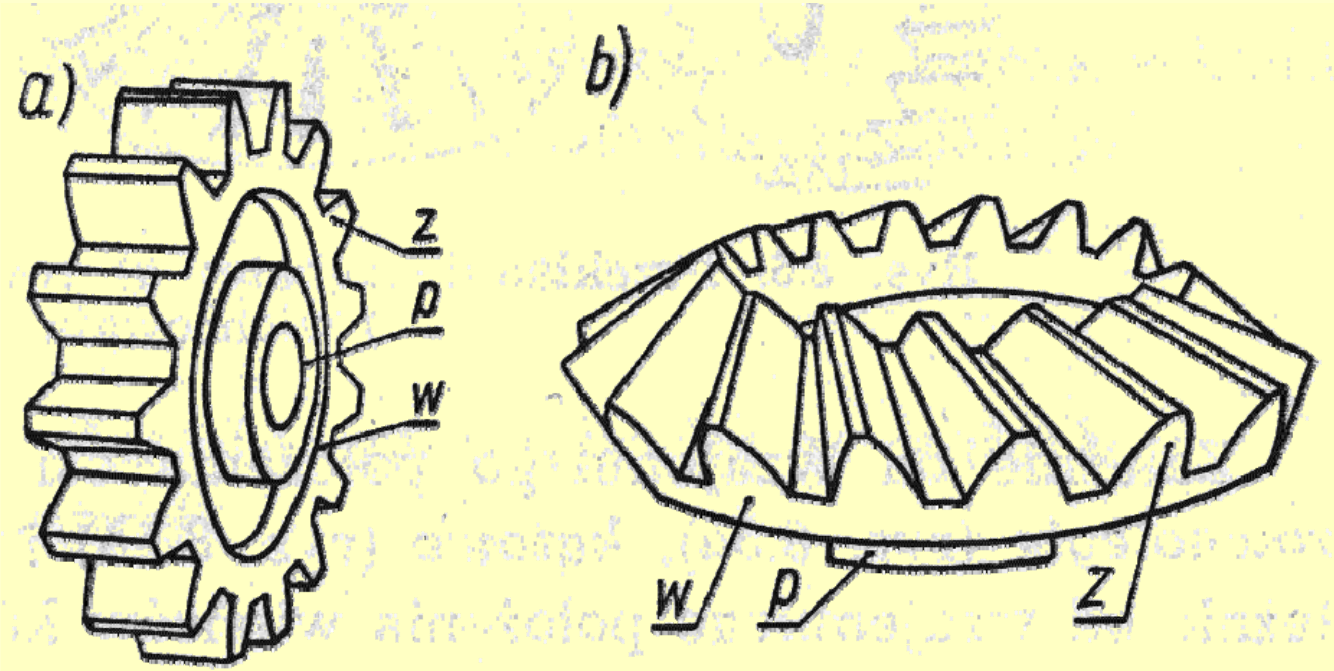


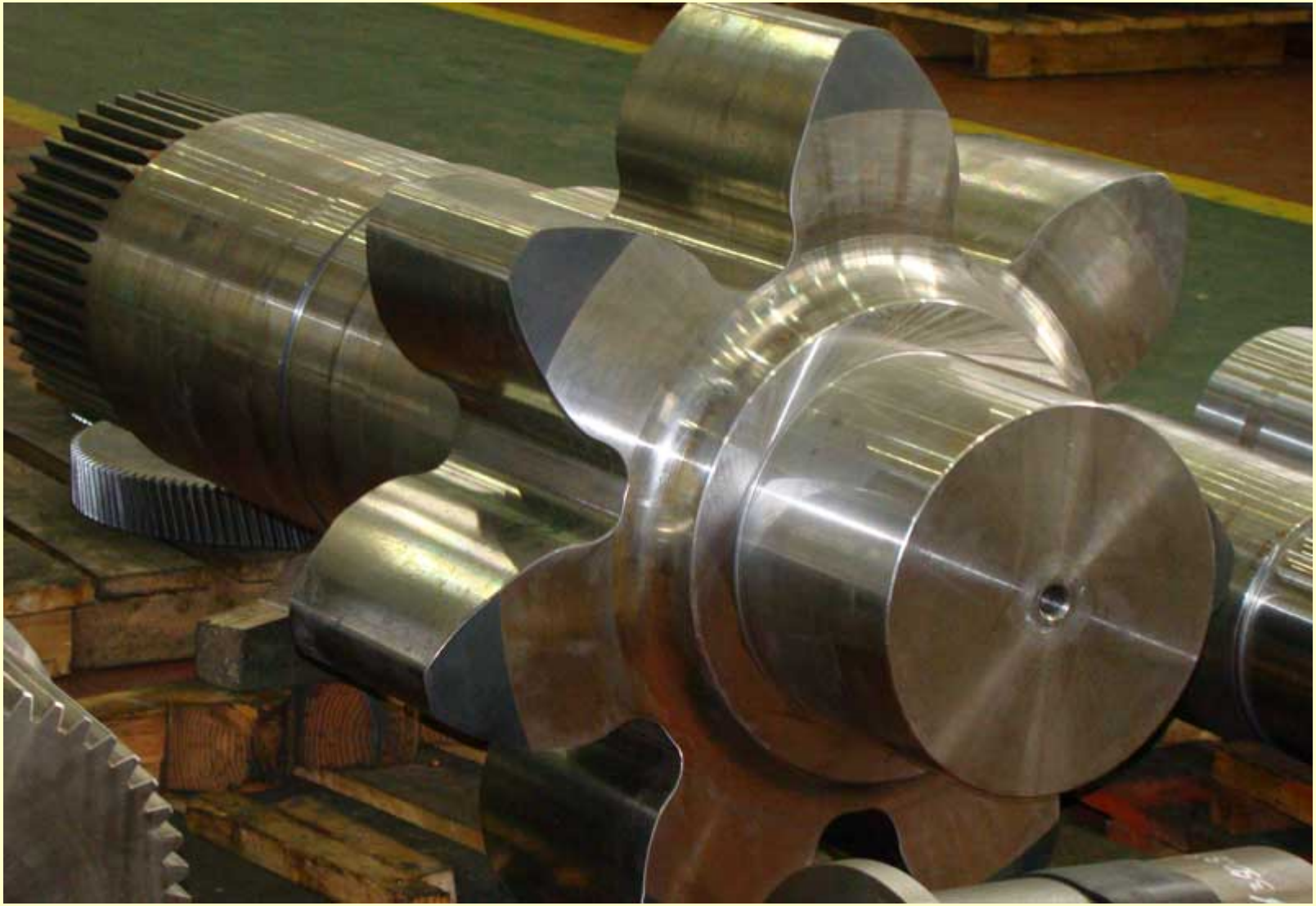


Podstawowe elementy koła zębatego

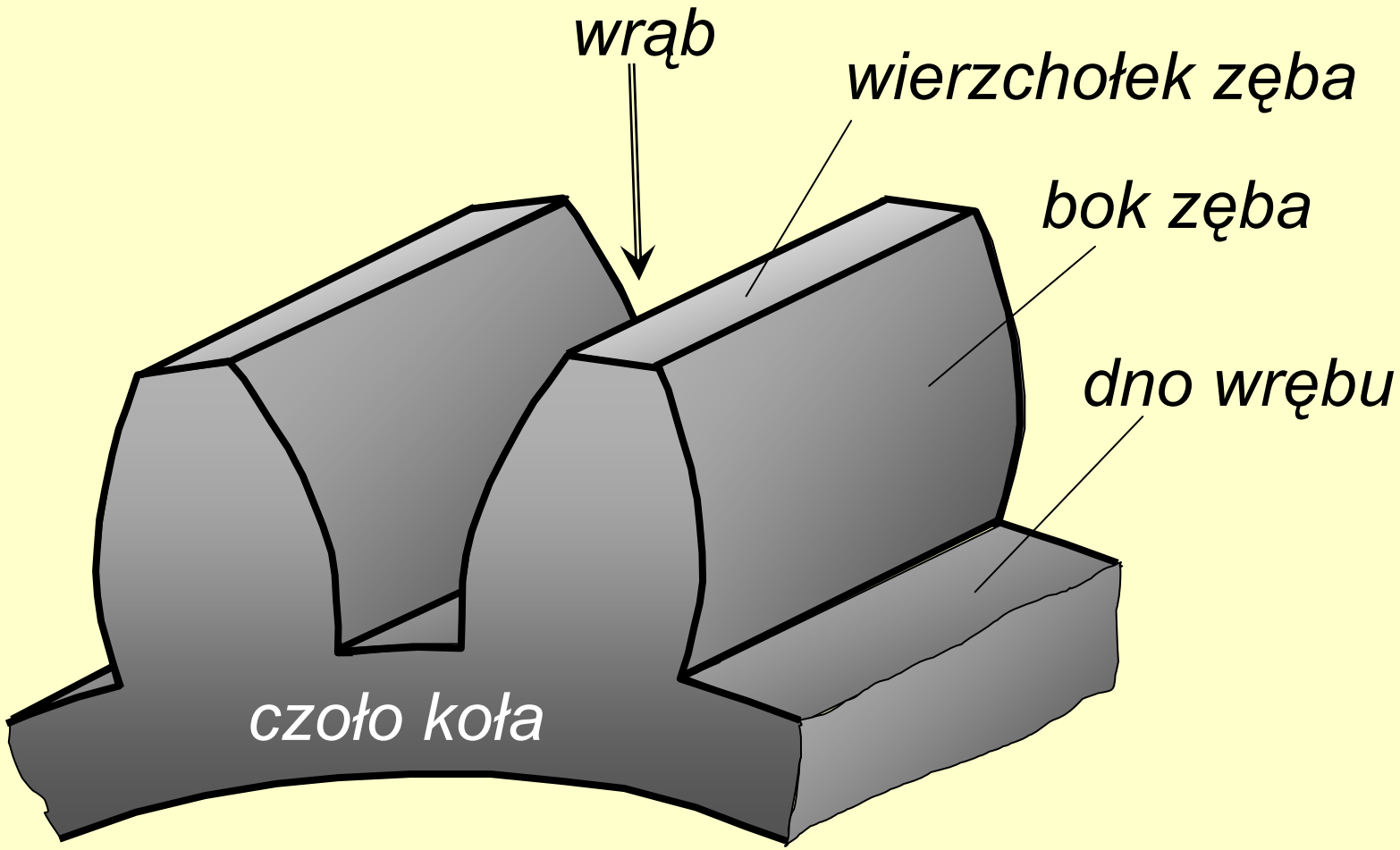
Koło zębate składa się z:

- zębów (*z*),
- wieńca zębatego (*w*),
- piasty koła (*p*).

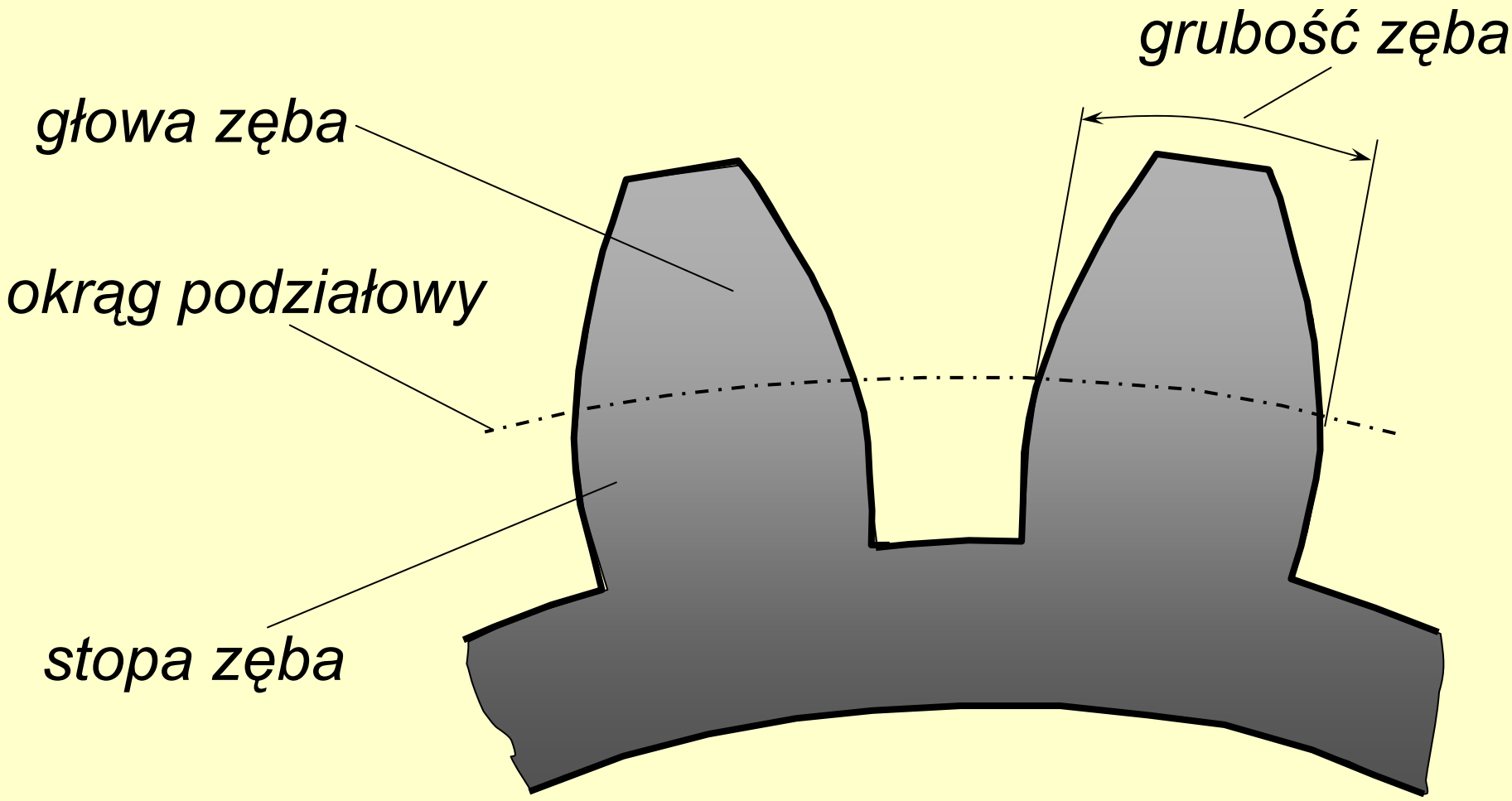


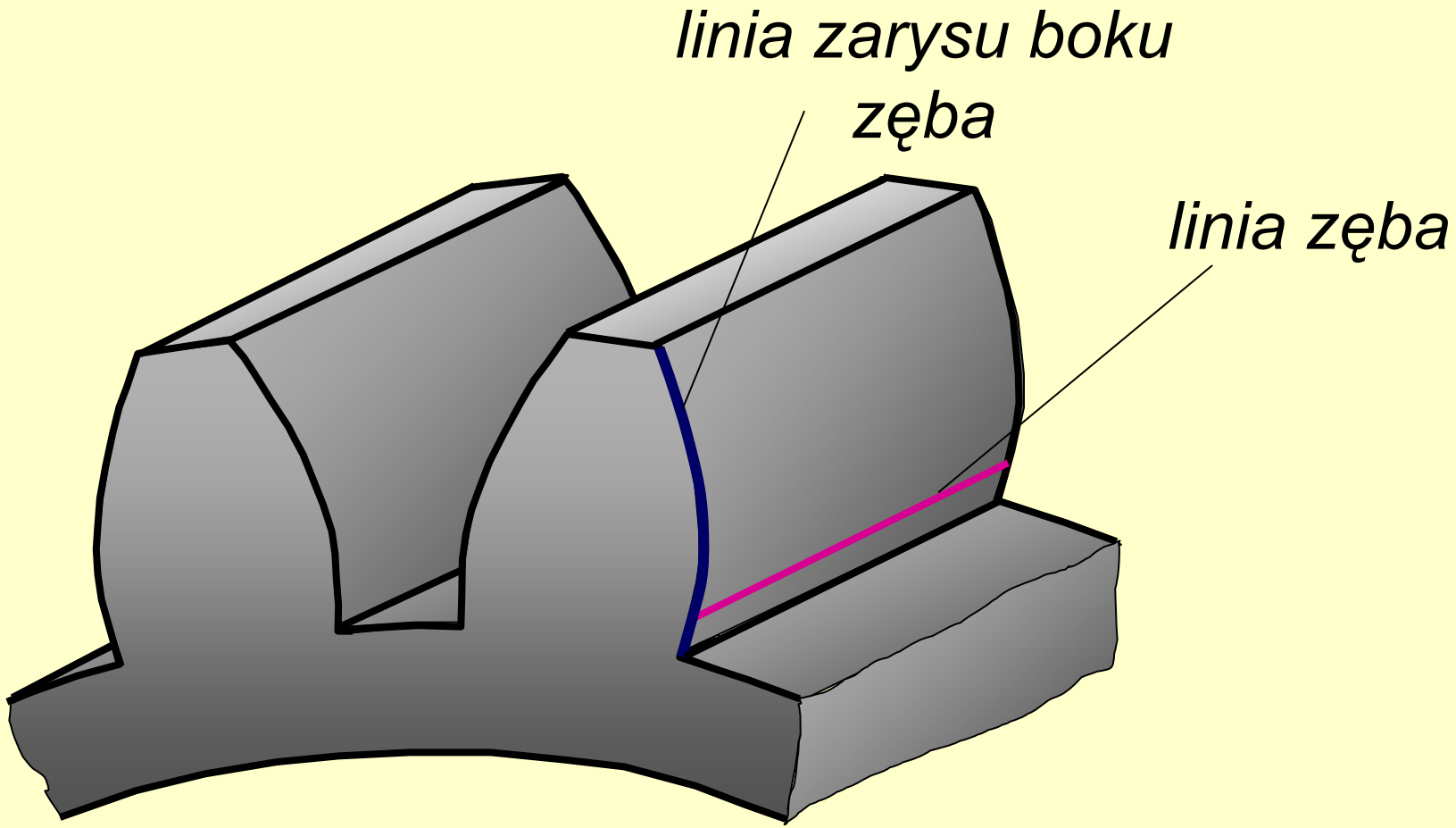


Elementy wieńca zębatego



Elementy wieńca zębatego

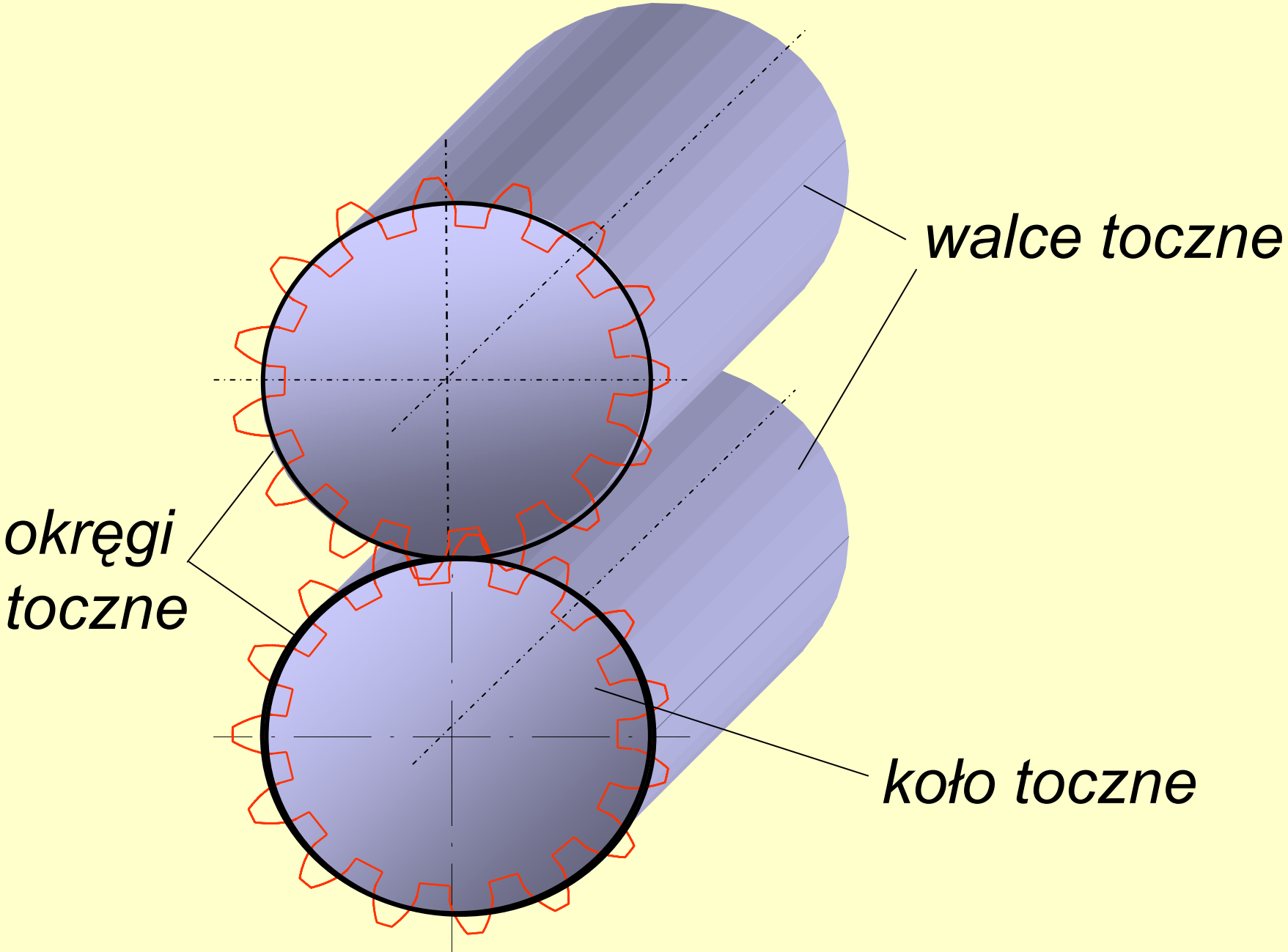



linia zarysu boku zęba
linia zęba

Podstawowe pojęcia i definicje dotyczące zazębienia

Podstawowe pojęcia geometrii zazębienia zostaną omówione na przykładzie przekładni walcowych równoległych.

Analizę kinematyczną zazębienia ułatwia rozpatrywanie tzw. **walców tocznych** kół zębatych.

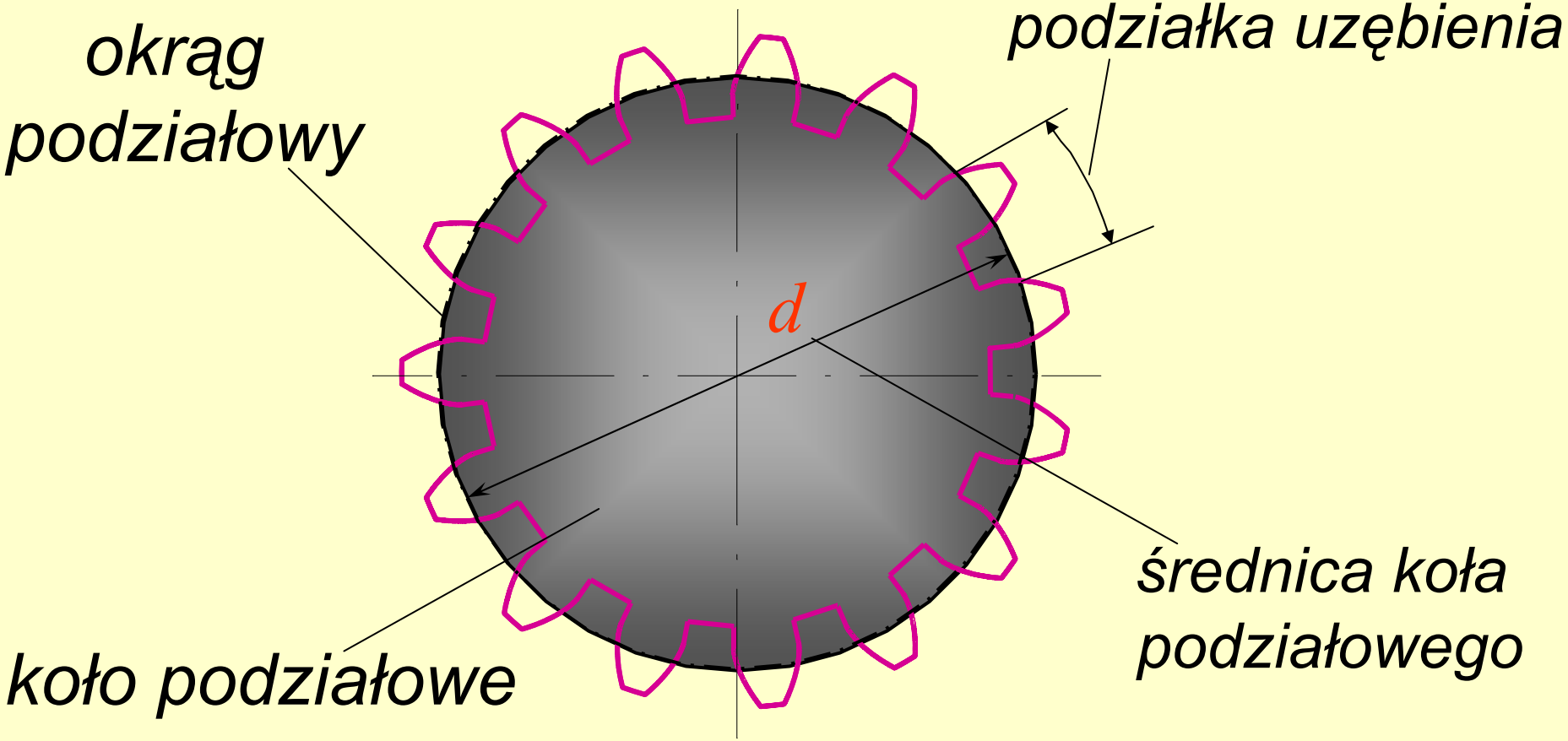

walce toczne
okręgi toczne
koło toczne

Walcami tocznymi współpracujących kół zębatych nazywamy walce wyobrażalnej, pracującej bez poślizgu przekładni ciernej o tym samym przełożeniu i odległości osi, co rozpatrywana para kół zębatych.

Okręgi (koła) odpowiadające walcom tocznym w przekroju prostopadłym do osi nazywamy okręgami tocznymi (kołami tocznymi).

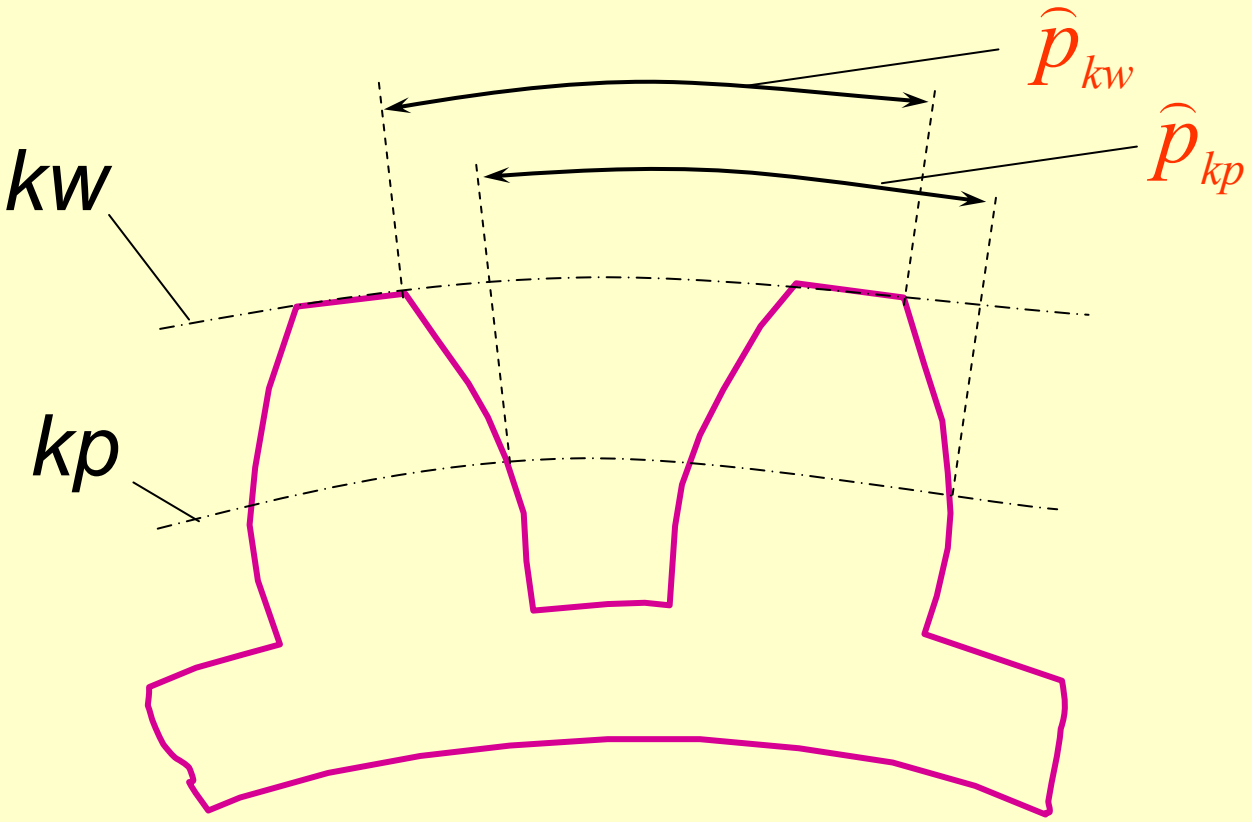
Koło toczne jest więc pewnym wyobrażalnym kołem, ułatwiającym analizę kinematyczną współpracujących kół zębatych.

Innym wyobrażalnym kołem, występującym przy opisie uzębienia jest koło podziałowe.



Jak sama nazwa wskazuje jest ono związane z podziałką uzębienia.

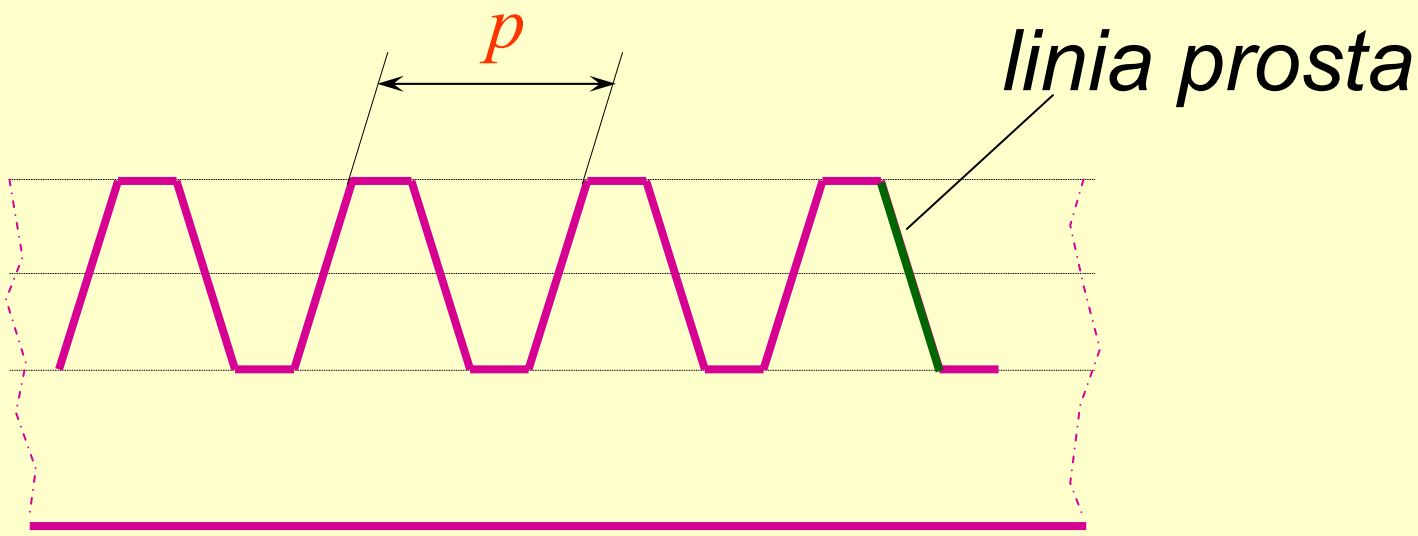
Podziałka uzębienia jest to odległość między dwoma odpowiadającymi sobie punktami dwóch sąsiednich zębów, mierzona po obwodzie tego samego okręgu.



$$\widehat{p}_{kw} > \widehat{p}_{kp}$$

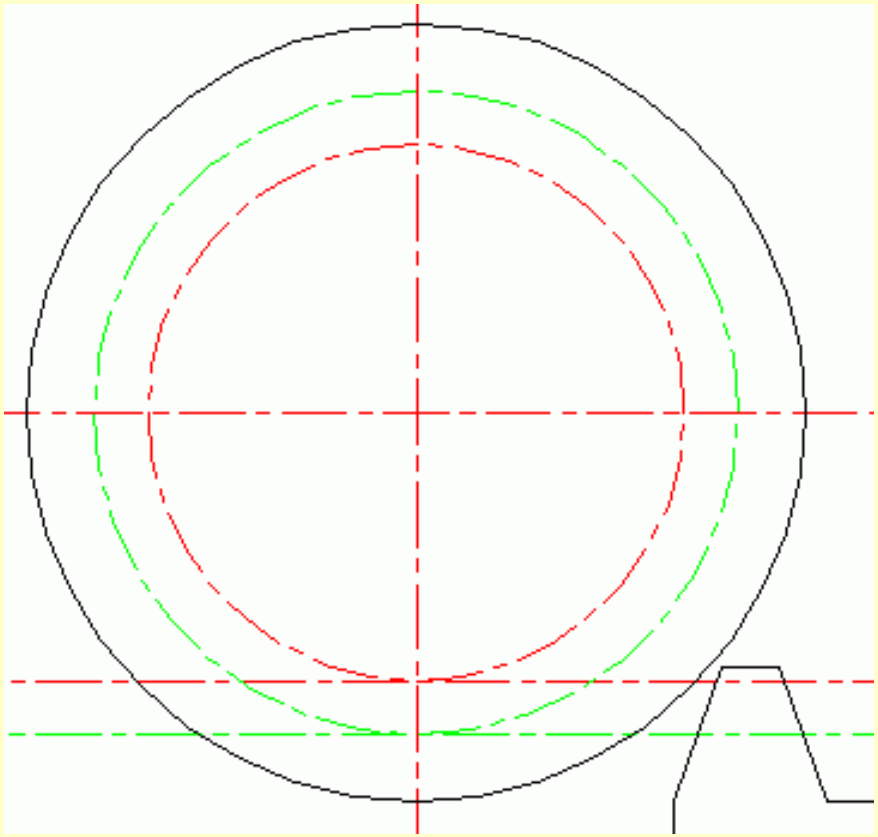
Tak zdefiniowana podziałka jest pojęciem niejednoznacznym, ponieważ jej wartość zależy od promienia okręgu przyjętego w rozważaniach.

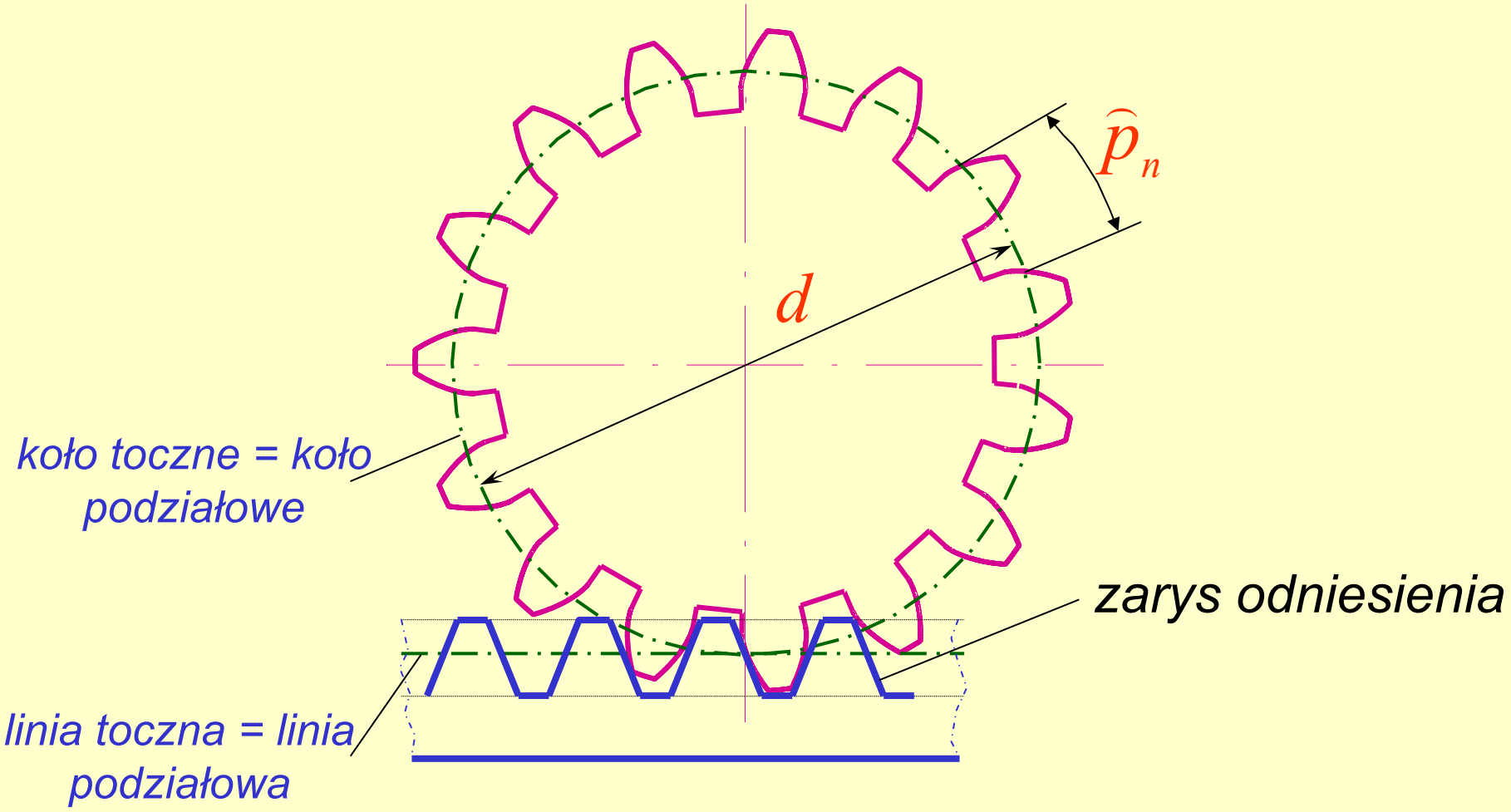
Wieloznaczności tej można uniknąć, jeżeli podziałkę rozpatruje się dla zębatki, którą można traktować jako koło zębate o nieskończenie dużej liczbie zębów (*o nieskończenie dużym promieniu* $r \to \infty$).



Podziałka uzębienia zębatki przyjmuje tę samą wartość dla każdego punktu zarysu ponieważ w tym przypadku linia zarysu boku zęba jest linią prostą.

Tak określoną podziałkę można uznać za podziałkę nominalną p_n, a zarys zębów zębatki traktować jako *zarys odniesienia* dla wszystkich kół zębatych, które mogą z nią współpracować.



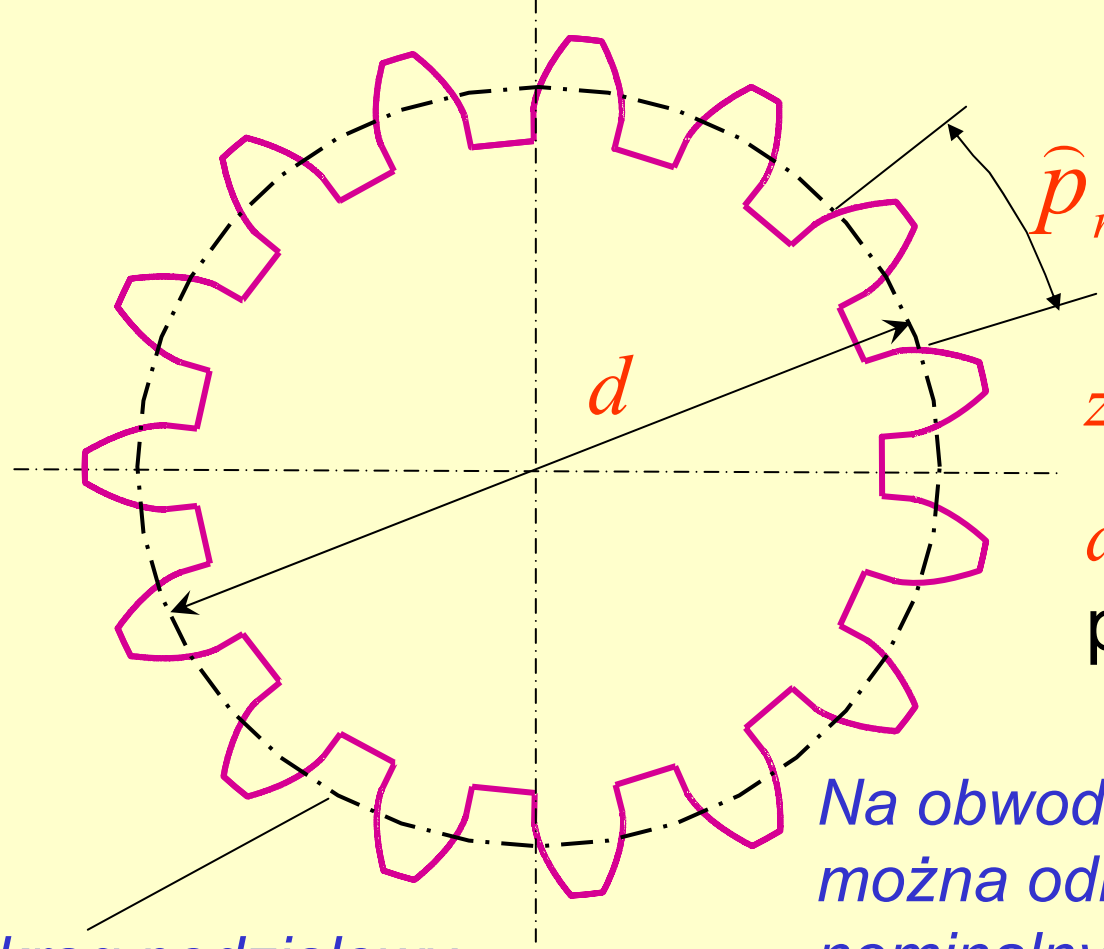

$\widehat{p}_n$
d
koło toczne = koło podziałowe
zarys odniesienia
linia toczna = linia podziałowa

Koło toczne (współpracujące z liną toczną zębatki) na którym wyznacza się podziałki nominalne p_n nazywa się kołami podziałowymi.

Koło podziałowe – bardzo ważne koło wyobrażalne, występujące w każdym kole zębatym oddzielnie tj. koło na którego okręgu odmierza się podziałkę nominalną p_n (czyli „odstęp” zęba od zęba).

Koło podziałowe pozwala podzielić ząb na stopę i głowę.

GEOMETRYCZNE CECHY KONSTRUK-CYJNE ZAZĘBIENIA



z – liczba zębów,

d – średnica koła podziałowego

okrąg podziałowy

Na obwodzie koła podziałowego, można odmierzyć tyle podziałek nominalnych, ile zębów jest w kole zębatym.

Obwód koła podziałowego:

$$L = \pi \cdot d = \widehat{p}_n \cdot z \qquad (1)$$

Z równania (1) wyznacza się średnicę podziałową:

$$d = \frac{\widehat{p}_n}{\pi} \cdot z \qquad (2)$$

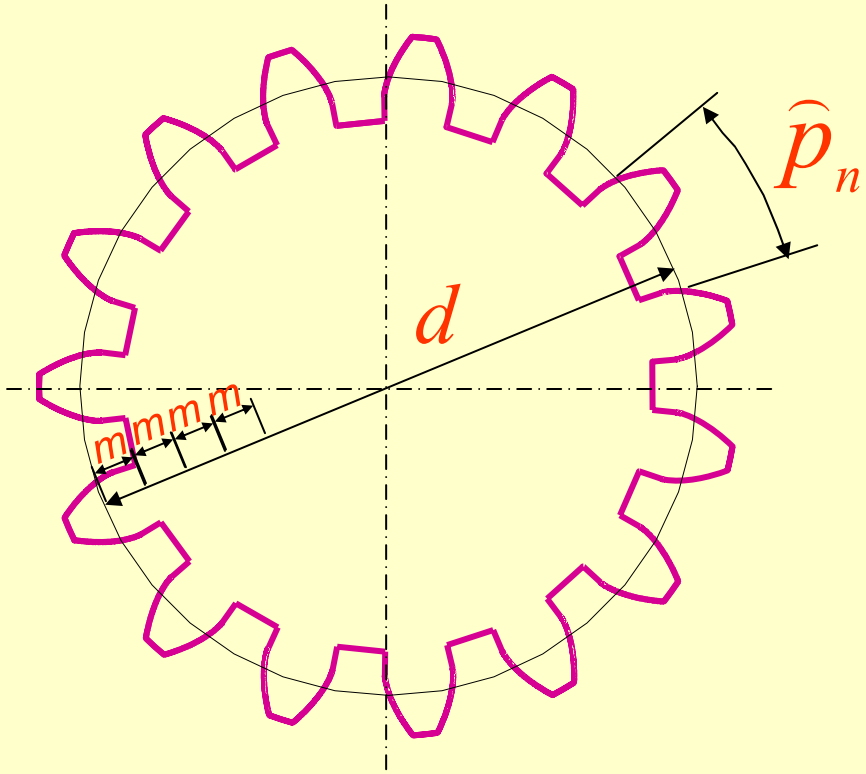
Stosunek podziałki nominalnej p_n do liczby π nazywa się modułem zęba m:

$$m = \frac{\widehat{p}_n}{\pi} \qquad (3)$$

Podstawiając zależność (3) do równania (2) uzyskuje się podstawową zależność w kole zębatym:

$$\boxed{d = m \cdot z}$$

Na średnicy koła podziałowego d, można odmierzyć tyle modułów nominalnych m, ile jest zębów w rozpatrywanym kole.

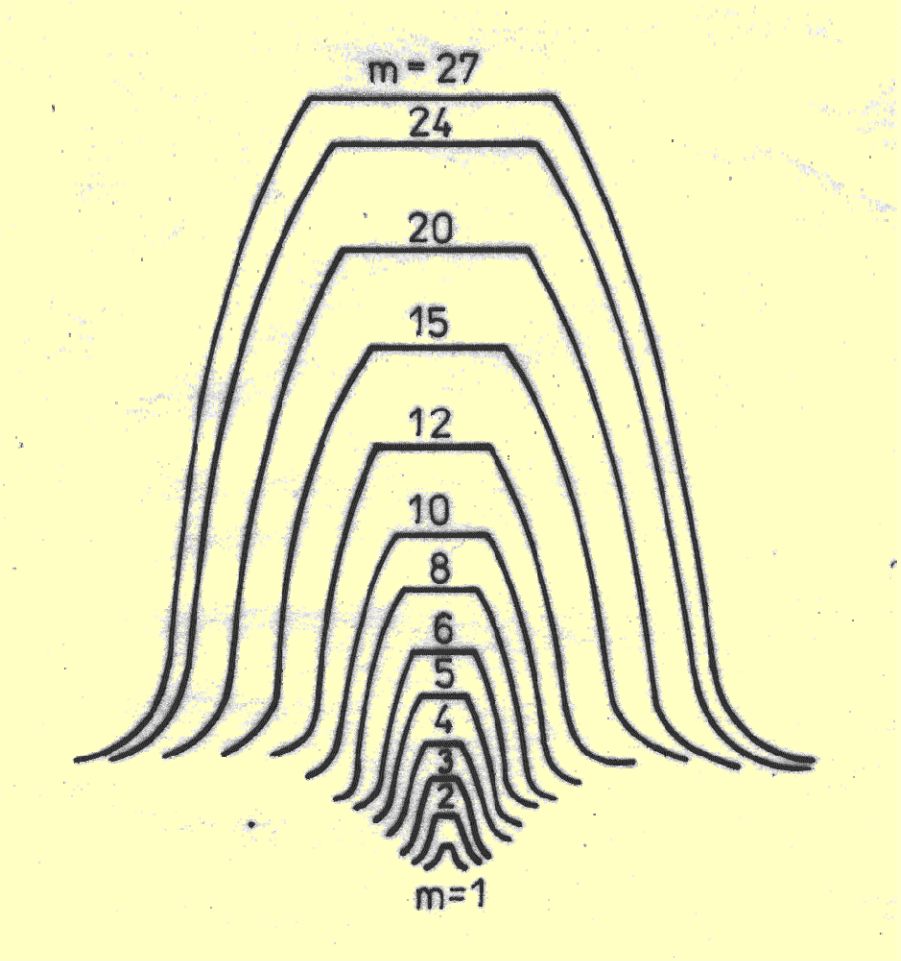


Moduł nominalny m i podziałkę nominalną p_n z reguły wyraża się w [*mm*].

Moduły nominalne m zostały znormalizowane, tzn. przyjęto stosować tylko moduły nominalne o ściśle określonych wartościach.

Normalizacja modułów nominalnych okazała się konieczna w celu:

- ułatwienia zamienności kół zębatych,
- ograniczenie liczby bardzo drogich narzędzi do nacinania zębów (np. frez ślimakowy)



Zęby o różnych wartościach modułów

Oczywistym jest, że koła zębate mogą ze sobą współpracować, kiedy mają ten sam moduł m.

CIAG ZNORMALIZOWANYCH MODULOW NOMINALNYCH m , [mm] wg PN-78/M-88502					
0.06	0.07	0.08	0.09	0.05	0.055
0.12	0.14	0.15	0.18	0.1	0.11
0.25	0.28	0.03	0.35	0.2	0.22
0.5	0.55	0.6	0.7	0.4	0.45
1	1.125	1.25	1.375	0.8	0.9
2	2.25	2.5	2.75	1.5	1.75
4	4.5	5	5.5	3	3.5
8	9	10	11	6	7
16	18	20	22	12	14
32	36	40	45	25	28
60	70	80	90	50	55
moduly zaznaczone na czerwono sa uprzywilejowane					

W krajach posługujących się systemem calowym używa się następujących wielkości:

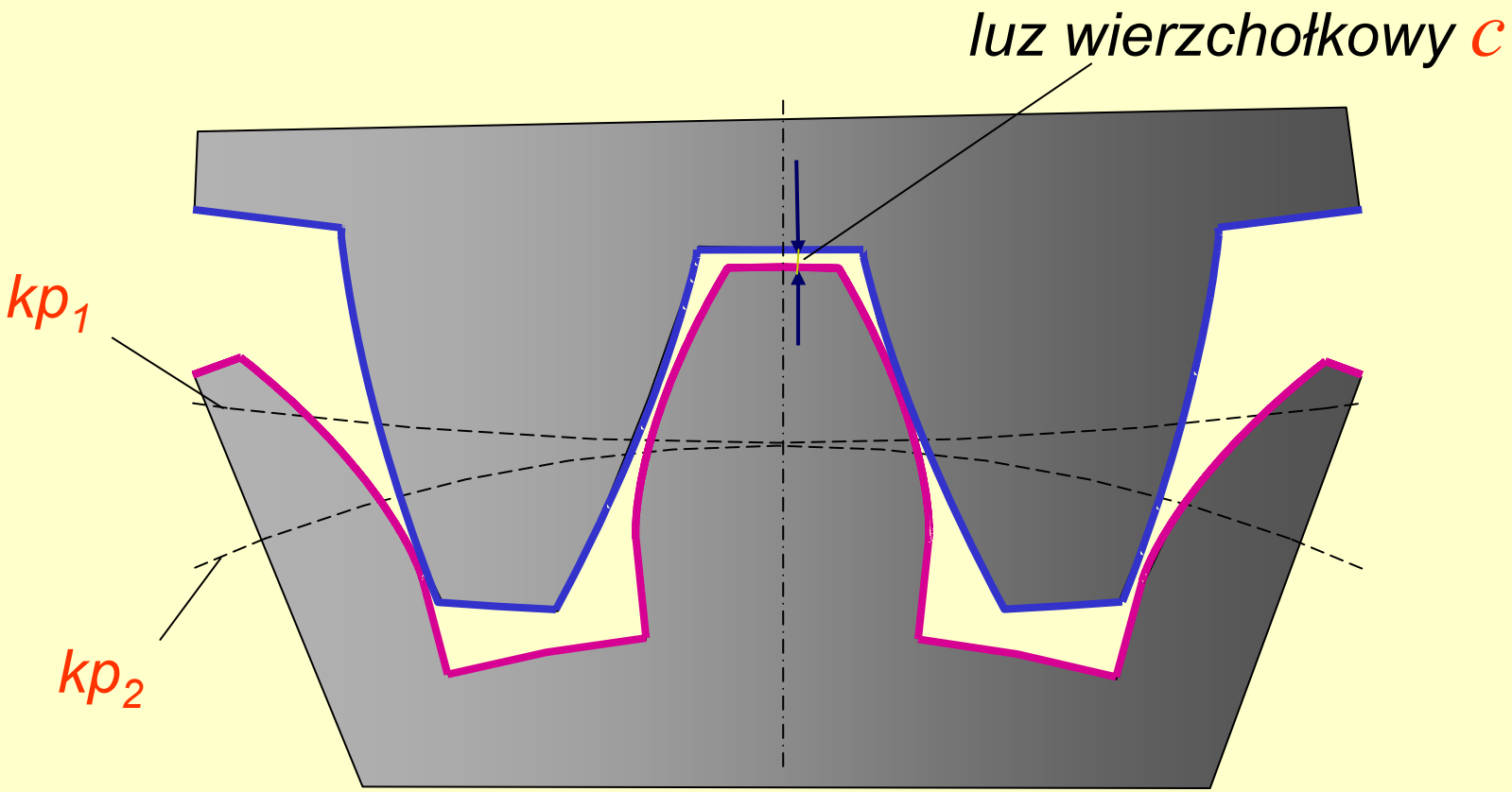
a) DIAMETRAL PITCH *DP* – wyraża liczbę zębów przypadających na 1 cal średnicy podziałowej:

$$DP = \frac{z}{d''} = \frac{25{,}4 \cdot z}{d} = \frac{25{,}4}{m} \quad \left[\mathrm{cal}^{-1}\right]$$

b) CIRCULAR PITCH *CP* – to podziałka w calach:

$$CP = \frac{p}{25{,}4} = \frac{\pi \cdot m}{25{,}4} = \frac{\pi}{DP} \quad \left[\mathrm{cal}\right]$$

LUZ WIERZCHOŁKOWY

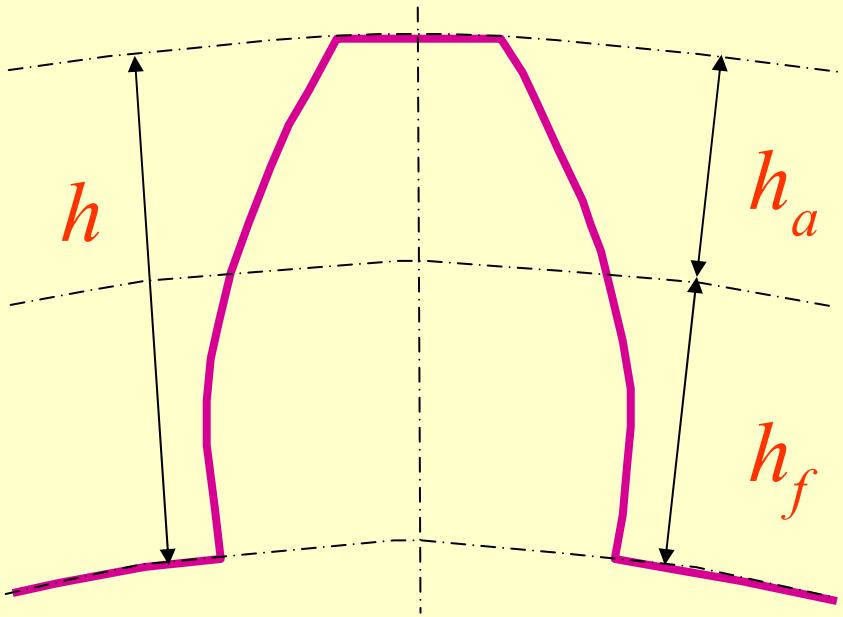


Głowa i stopa zęba nie pozostają względem siebie w dowolnym stosunku, bowiem w celu swobodnego przejścia wierzchołka zęba należy przewidzieć tzw. luz wierzchołkowy *c*.

O ten luz musi być wyższa stopa zęba w jednym kole od głowy zęba w kole drugim.

Całkowita wysokość zęba:

$$h = h_a + h_f$$



h_a – wysokość głowy zęba

h_f – wysokość stopy zęba

h – całkowita wysokość zęba

wysokość stopy zęba

$$h_f = h_a + c$$

c - luz wierzchołkowy

dla obydwu współpracujących kół zębatych:

$$h_{f1} = h_{a2} + c$$

$$h_{f2} = h_{a1} + c$$

$$h = h_{f1} + h_{a1} = h_{f2} + h_{a2}$$

gdzie:

h_{a1} , h_{a2} – wysokość głów zębów w kole 1 i 2,

h_{f1} , h_{f2} – wysokość stóp zębów w kole 1 i 2,

h – całkowita wysokość zęba,

c – luz wierzchołkowy

Całkowita wysokość zęba h nie jest wielkością dowolną, gdyż utrudniałoby to zarówno projektowanie jak też wykonanie zęba (wiąże się to kosztami narzędzi).

Wysokość zęba określa się za pomocą zależności:

$$h = 2 \cdot y \cdot m + c \qquad (5)$$

gdzie:

y – współczynnik wysokości zęba

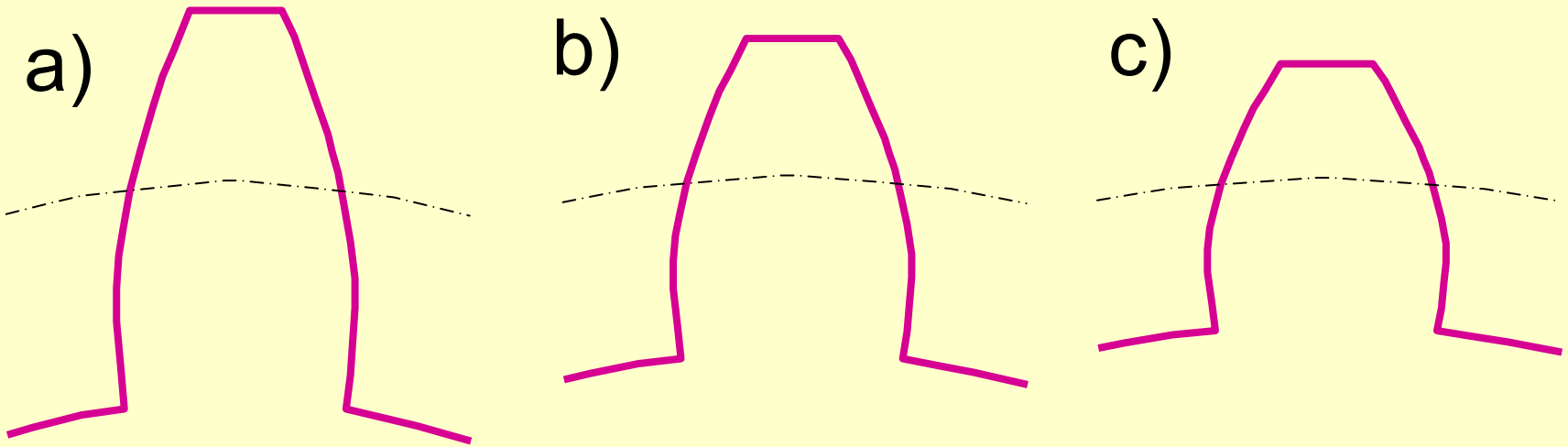
zaś wysokości głowy i stopy zęba odpowiednio:

$$h_a = y \cdot m \qquad h_f = y \cdot m + c$$

TYPY ZĘBÓW

W zależności od wartości współczynnika wysokości zęba y rozróżnia się następujące typy zębów:

- zęby wysokie dla których $y > 1$
- zęby normalne dla których $y = 1$
- zęby niskie dla których $y < 1$



ad. a) *zęby wysokie stosowane są wówczas, gdy zależy nam na zwiększeniu odległości międzyosiowej, zaś przekładnia nie przenosi dużych obciążeń.*

ad. b) *zęby normalne są najczęściej stosowa-ne we wszystkich typach przekładni używanych w budowie maszyn i okrętownictwie.*

ad. c) *zęby niskie stosowane są w przypadku, gdy zależy nam na zwartości przekładni, zaś przekładnia przenosi duże obciążenia.*

Wielkość luzu wierzchołkowego c, nie może być dowolna.

Od niej bowiem zależy całkowita wysokość zęba, a więc i jego wytrzymałość na zginanie.

Z drugiej strony nie należy zbytnio ograniczać tego luzu, gdyż stwarzałoby to znaczne trudności wykonawcze i utrudniało pracę przekładni.

Ze względów wykonawczych przyjmuje się:

$$c = c_0 \cdot m \qquad (6)$$

c_0 – współczynnik luzu wierzchołkowego

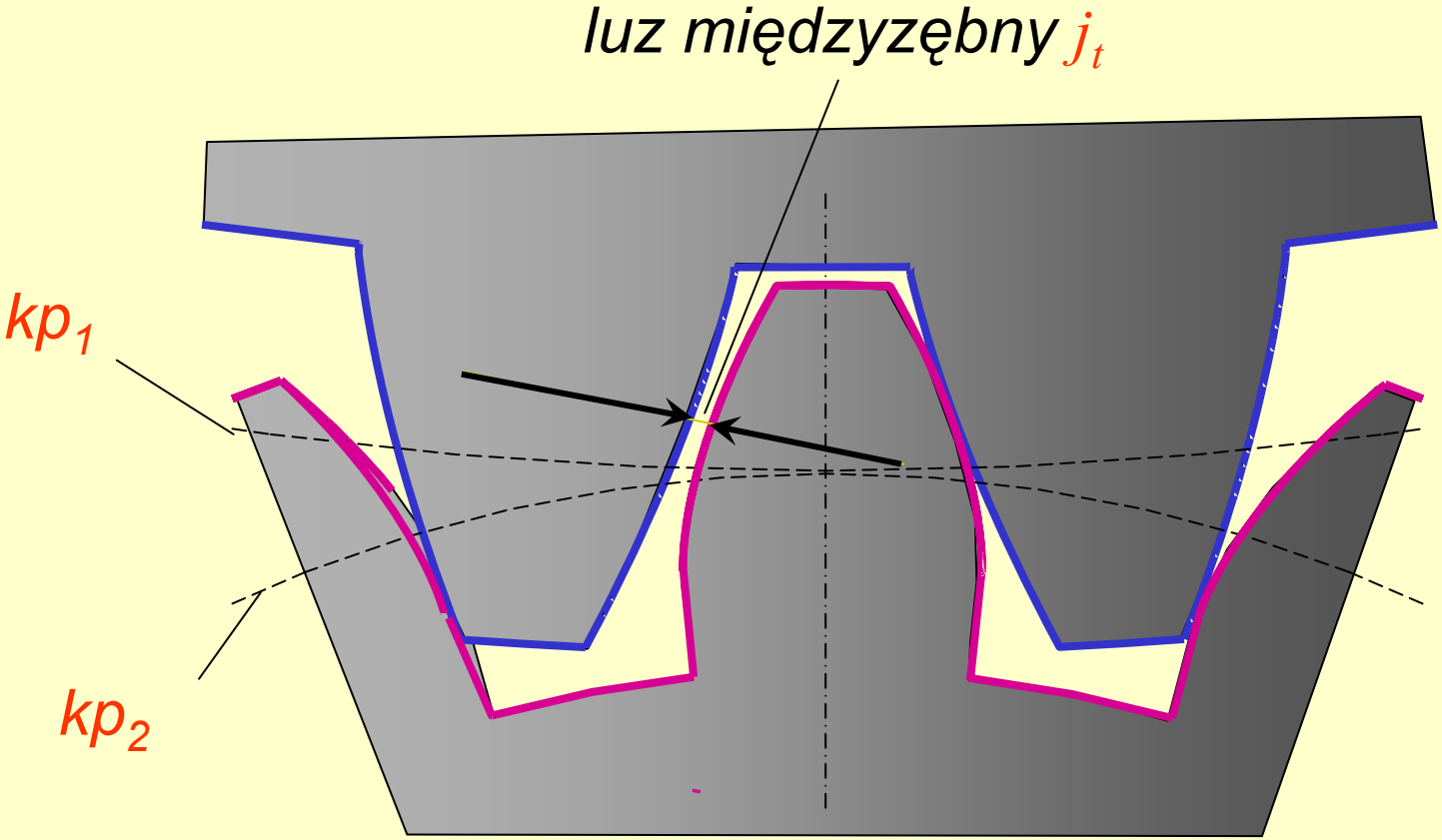
Dla celów konstrukcyjnych przyjmuje się:

$$c = 0{,}2 \cdot m \qquad (7)$$

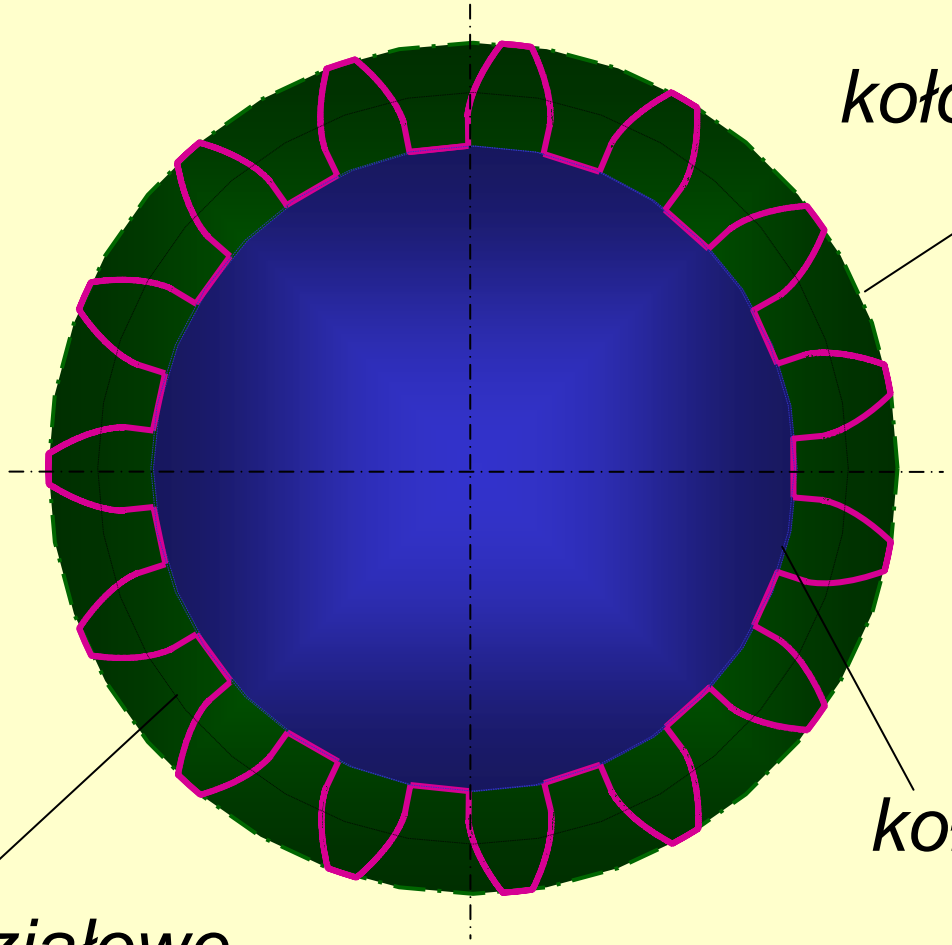
Dla współczynnika wysokości zęba $y = 1$ oraz wartości luzu wierzchołkowego $c = 0{,}2 \cdot m$, podstawowe zależności geometryczne dla zęba przyjmują następujące postaci:

- wysokość głowy zęba: $h_a = m$
- wysokość stopy zęba: $h_f = 1{,}2 \cdot m$
- całkowita wysokość zęba: $h = 2{,}2 \cdot m$

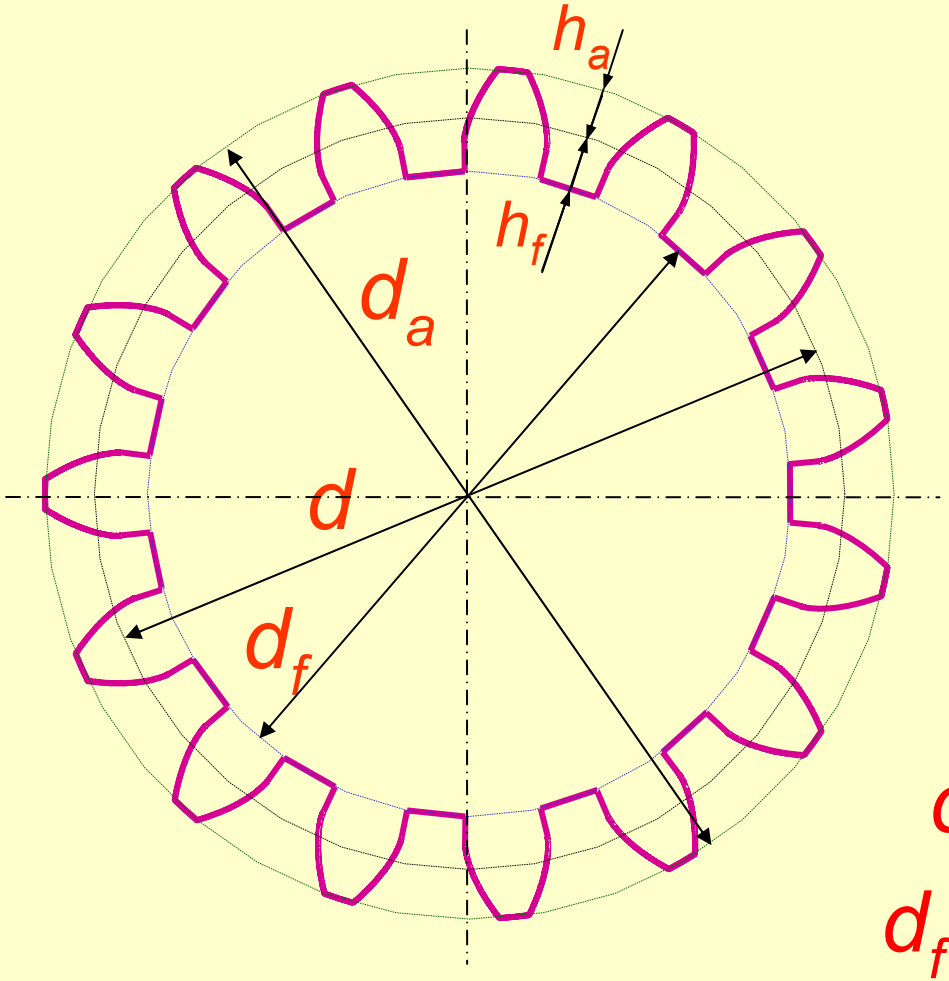
LUZ MIĘDZYZĘBNY



KOŁO WIERZCHOŁKOWE
KOŁO DNA WRĘBÓW (KOŁO STÓP)



KOŁO WIERZCHOŁKOWE I KOŁO DNA WRĘBÓW (KOŁO STÓP).



d – średnica podziałowa

d_f – średnica dna wrębów

d_a – średnica wierzchołkowa

Koło wierzchołkowe jest to koło ograniczające ząb od strony wierzchołka. Średnicę tego koła oblicza się ze wzoru:

$$d_a = d \pm 2 \cdot h_a$$

„ + „ uzębienie zewnętrzne,

„ - „ uzębienie wewnętrzne.

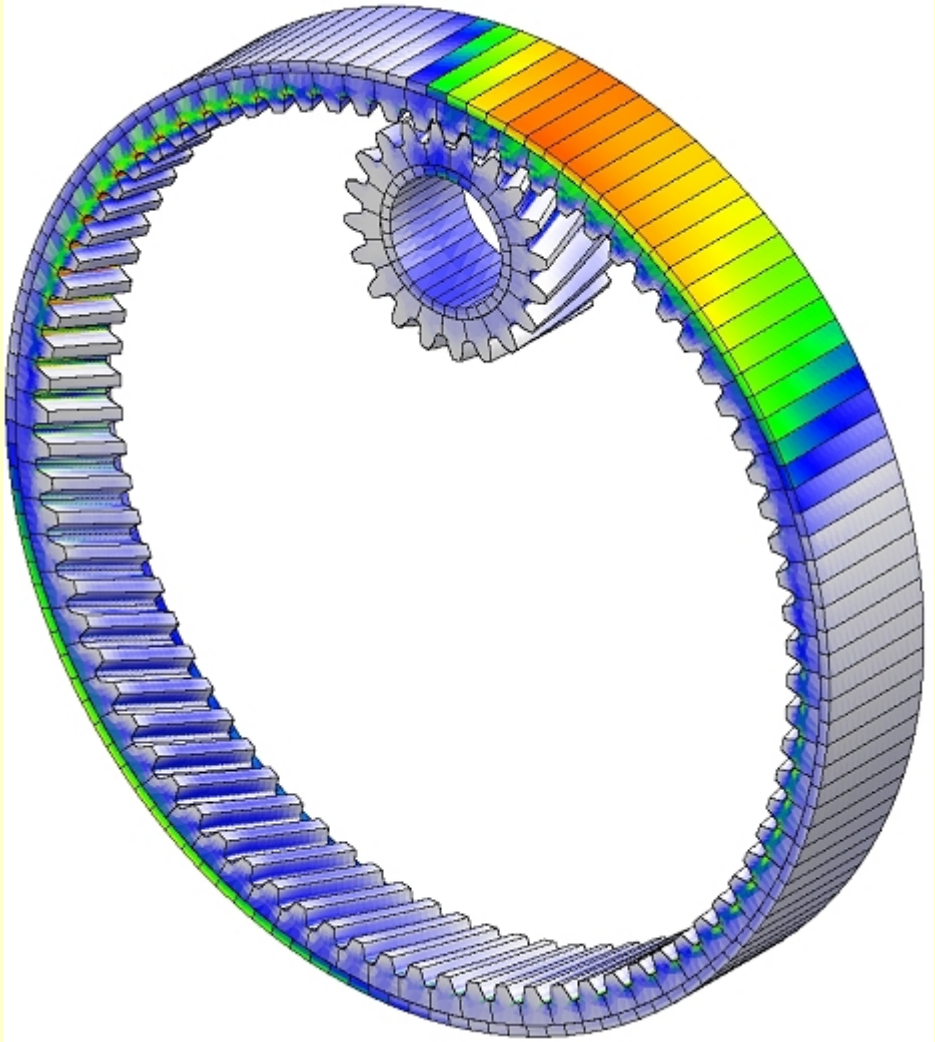
Średnica koła dna wrębów:

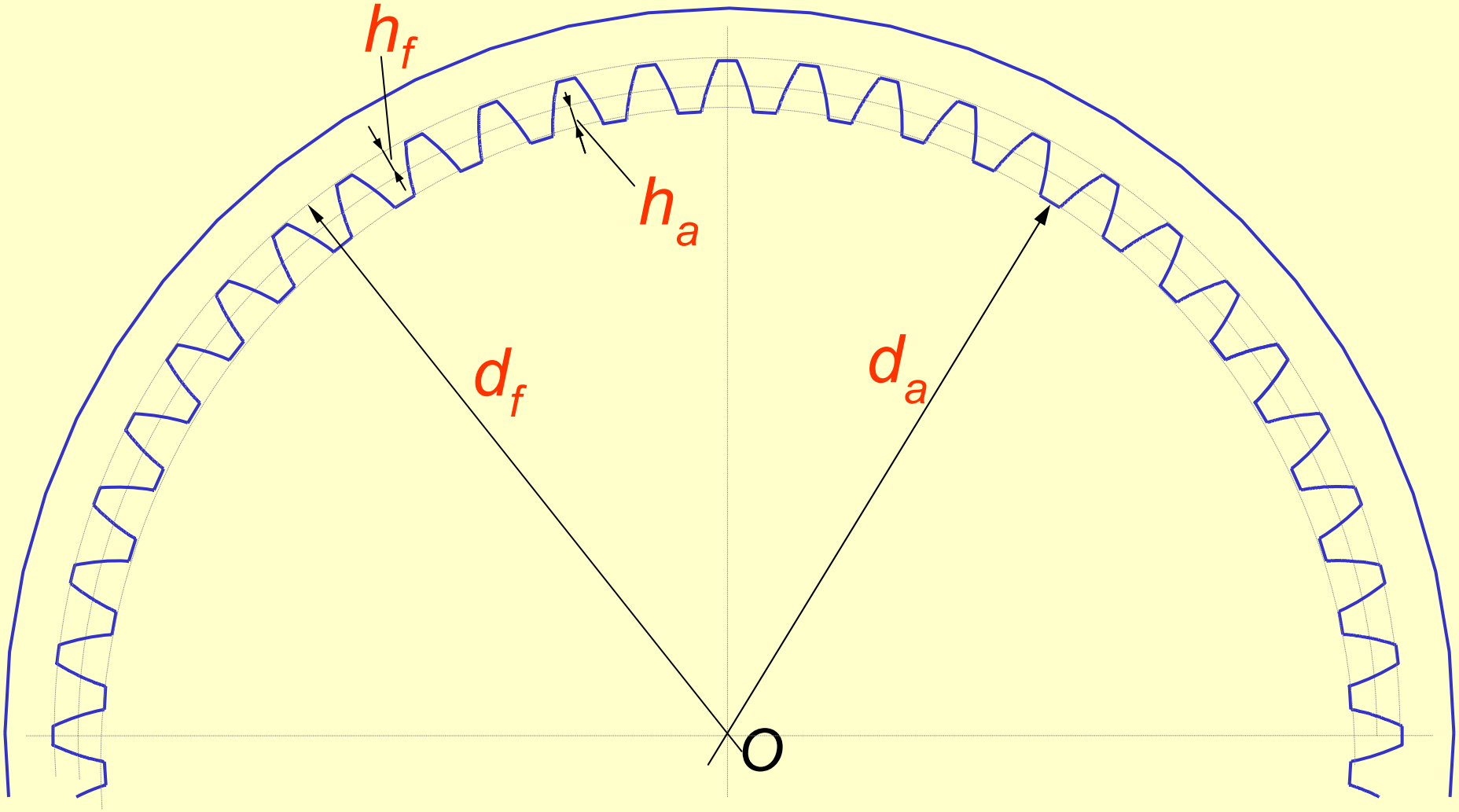
$$d_f = d \mp 2 \cdot h_f$$

„ - „ uzębienie zewnętrzne,

„ + „ uzębienie wewnętrzne.

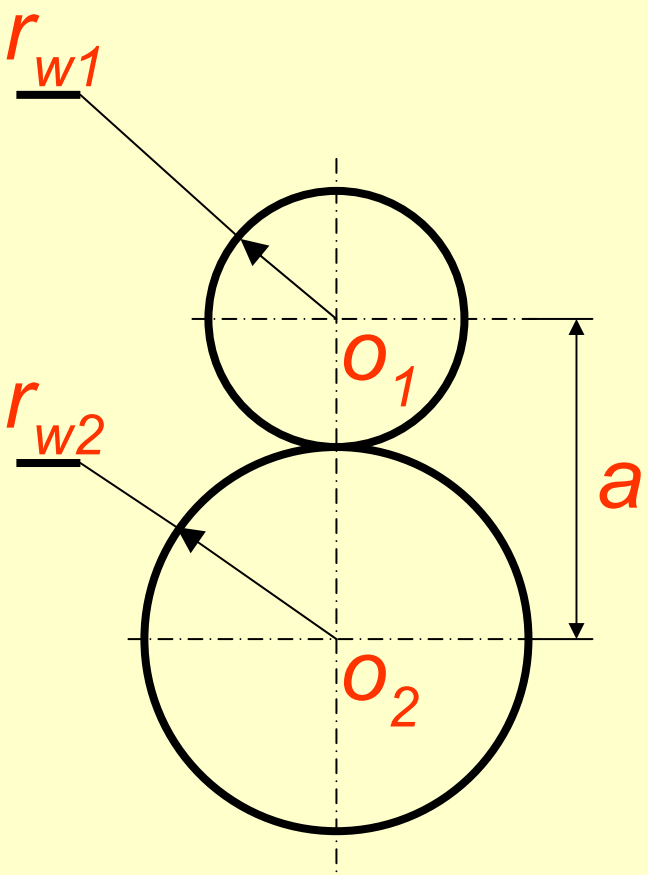
uzębienie wewnętrzne




h_f
h_a
d_f
d_a
O

Odległości osi kół współpracujących

(odległość międzyosiowa)



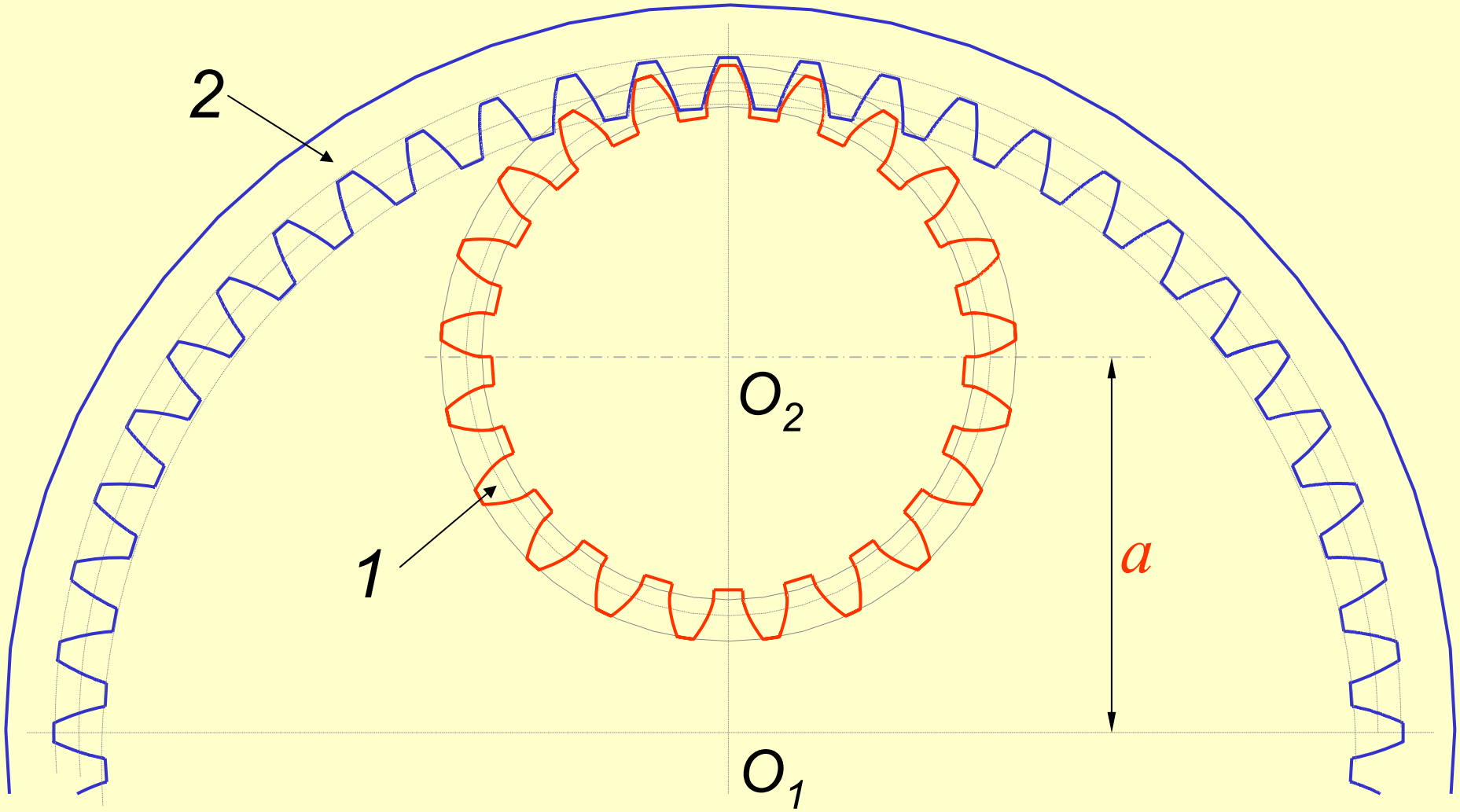
Z rysunku wynika, że odległość osi *a* kół tocznych jest równa:

$$a = \overline{O_1 O_2} = r_{w1} + r_{w2}$$

W przypadku ogólnym:

$$a = r_{w1} \pm r_{w2}$$

„ - „ dla zazębienia wewnętrznego.


2
1
O_2
O_1
a

W szczególnym przypadku, gdy koła toczne pokrywają się z kołami podziałowymi (zazębienie zerowe), odległość osi nosi nazwę zerowej odległości a_0 i wyraża się wzorem:

$$a_0 = r_1 \pm r_2$$

ale:

$$d = m \cdot z$$

to:

$$r_1 = \frac{z_1 \cdot m}{2}$$

$$r_2 = \frac{z_2 \cdot m}{2}$$

ostatecznie:

$$\boxed{a_0 = \frac{m \cdot (z_1 \pm z_2)}{2}}$$

Zadanie 1

Dane jest z pomiarów:

- średnica koła wierzchołkowego d_a =320 mm,
- liczba zębów z = 30

<u>Obliczyć moduł *m*</u>.

1. $d_a = d + 2 \cdot h_a$
2. $d = m \cdot z$
3. $h_a = m$

$d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot z + 2 \cdot m \quad \Rightarrow \quad m = d_a /(z+2)$

$m = d_a/(z+2) = 320/(30+2) = 10$ mm

Zadanie 2

Dane jest z pomiarów:

- odległość osi: a = 450 mm
- liczba zębów w kole 1: z_1 = 30
- liczba zębów w kole 2: z_2 = 60

<u>Obliczyć moduł m</u>.

$$a = 0{,}5 \cdot m(z_1 + z_2) \Rightarrow m = 2 \cdot a/(z_1 + z_2)$$

$$m = 2 \cdot a/(z_1 + z_2) = 2 \cdot 450/(30 + 60) = 10 \text{ mm}$$