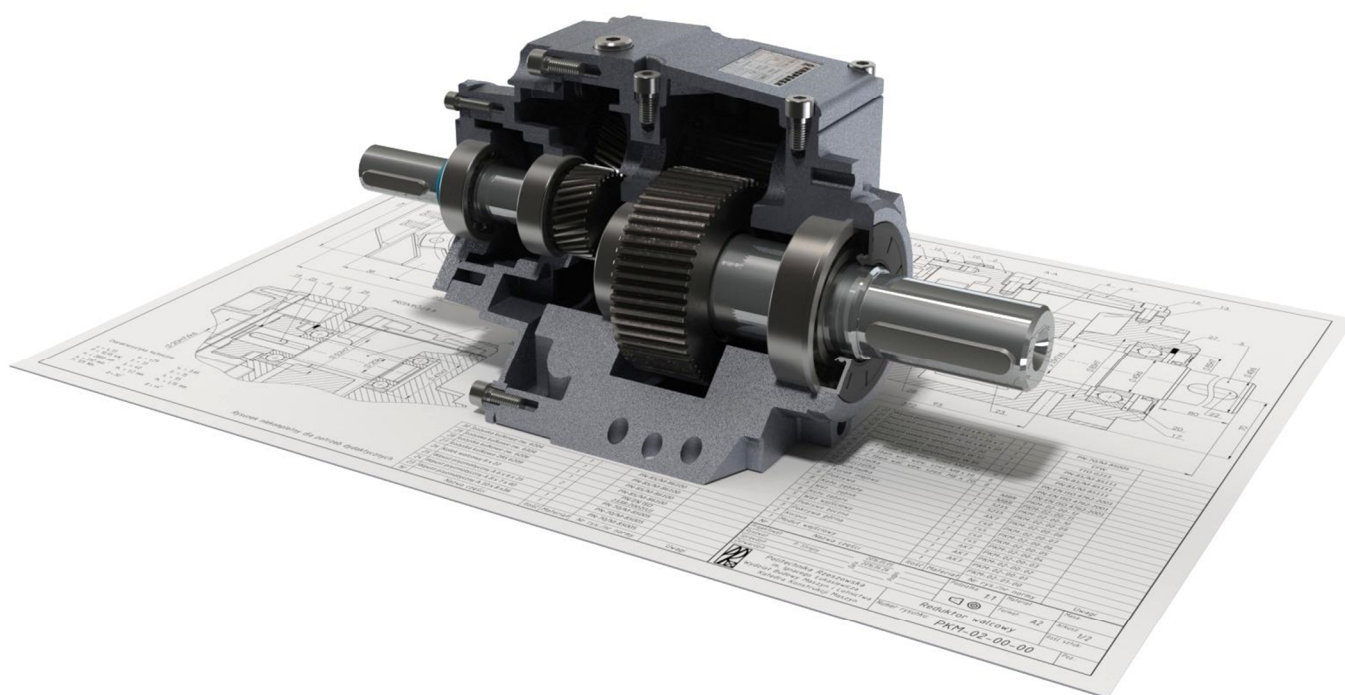


M. BATSCH, P. FUDALI, A. KALINA, E. KOCHMAŃSKI,  
P. POŁOWNIAK, P. STROJNY, W. WITKOWSKI

## **PODSTAWY KONSTRUKCJI MASZYN – LABORATORIUM**

### **MATERIAŁY POMOCNICZE**



RZESZÓW 2016



## Spis treści

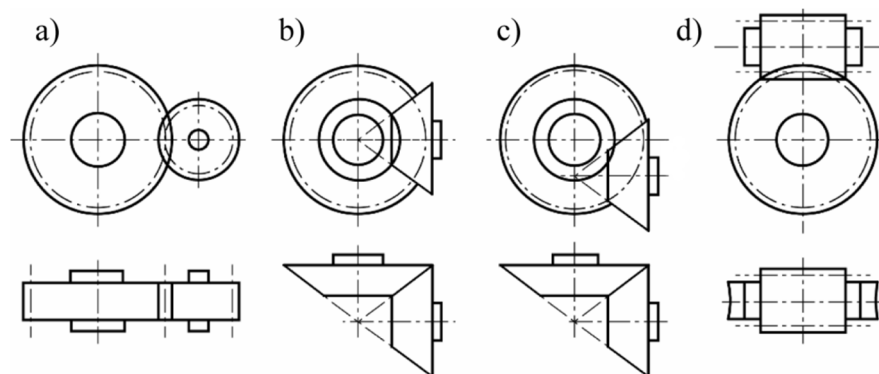
1. Przekładnia główna i mechanizm różnicowy .....	5
2. Przekładnia walcowa dwustopniowa o zębach śrubowych. ....	9
3. Dwustopniowy reduktor walcowo-stożkowy .....	12
4. Przekładnia ślimakowa walcowa .....	16
5. Połączenia śrubowe i gwintowe.....	18
6. Sprzęgła .....	22



## 1. Przekładnia główna i mechanizm różnicowy

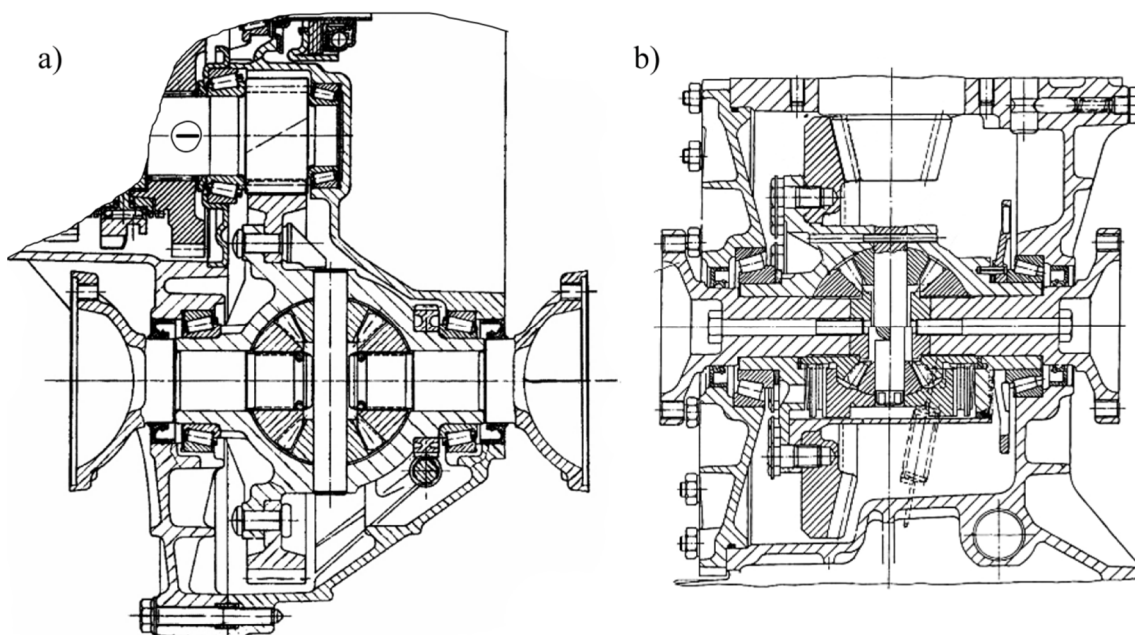
### 1.1. Przekładnia główna

Przekładnią główną w samochodach nazywa się redukcijną przekładnię zębatą przenoszącą napęd ze skrzyni biegów na półosie napędowe. Spotykane są różne rozwiązania konstrukcyjne przekładni głównych, wśród których wymienić można: przekładnię walcową (rys. 1.1a), stożkową (rys. 1.1b), hipoidalną (rys. 1.1c), ślimakową (rys. 1.1d) lub wielo-stopniową, będącą kombinacją wyżej wymienionych np. stożkowo-walcową.



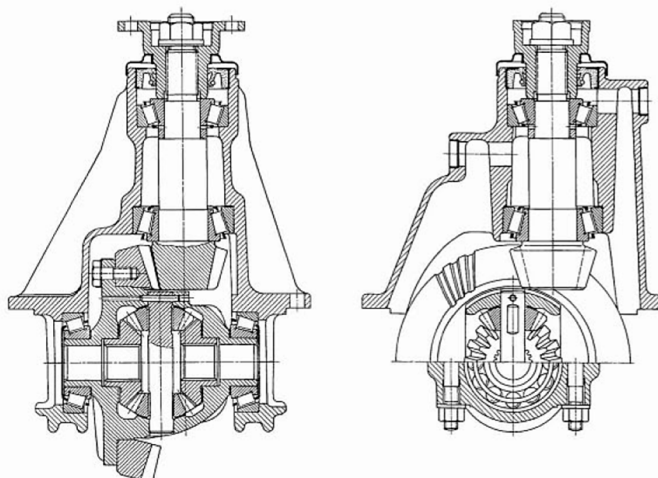
Rys. 1.1 Różne warianty konstrukcyjne przekładni głównych samochodów: a) walcowa, b) stożkowa, c) hipoidalna, d) ślimakowa [3]

Przekładnie walcowe (rys. 1.2a) stosowane są zazwyczaj w samochodach osobowych z napędem na przednie koła o poprzecznym ułożeniu silnika.



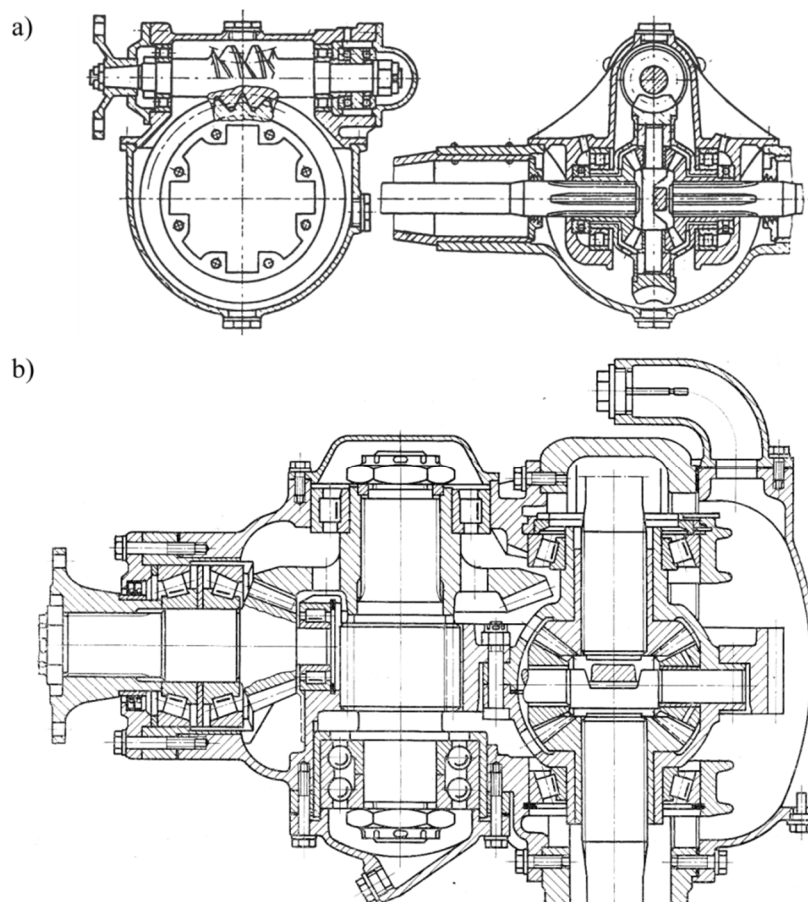
Rys. 1.2 Przekładnie główne: a) walcowa samochodu osobowego [3], b) stożkowa samochodu sportowego [1]

Przekładnie stożkowe (rys. 1.2b) lub hipoidalne (rys. 1.3) znajdują zastosowanie w pojazdach ze wzdłużnym ułożeniem silnika jak również z napędem na tylne lub wszystkie koła.



Rys. 1.3 Hipoidalna przekładnia główna samochodu osobowego [1]

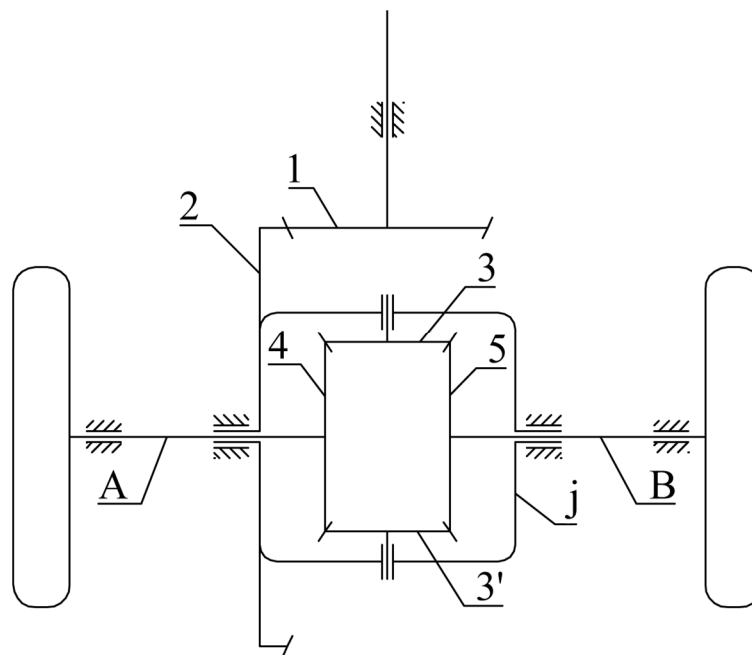
W przypadku konieczności uzyskania dużych momentów obrotowych jak np. w samochodach ciężarowych, stosowane są przekładnie ślimakowe (rys. 1.4a) lub stożkowo-walcowe (rys. 1.4b).



Rys. 1.4 Przekładnie główne samochodów ciężarowych: a) ślimakowa [4], b) stożkowo-walcowa [2]

## 1.2. Mechanizm różnicowy

Gdyby samochód poruszał się tylko po linii prostej (takie same prędkości obrotowe kół jezdnych) moment obrotowy mógłby być przekazywany za pośrednictwem przekładni głównej na sztywną oś napędową. W praktyce jednak koła samochodu poruszają się z różnymi prędkościami obrotowymi jak ma to np. miejsce podczas jazdy w zakręcie. Koło wewnętrzne musi pokonać mniejszą drogę niż koło zewnętrzne. Jeżeli samochód posiadałby sztywną oś napędową powodowałoby to zwiększone zużycie opon, powstawanie dużych naprężeń w przekładni oraz skręcanie osi. Z tego względu w pojazdach stosuje się tzw. mechanizm różnicowy. Jest on odpowiedzialny za rozdział momentu na koła jezdne. Zwykle zintegrowany jest z przekładnią główną. Rysunek 1.5 przedstawia schemat kinematyczny stożkowej przekładni głównej i stożkowego mechanizmu różnicowego.



Rys. 1.5 Schemat kinematyczny stożkowej przekładni głównej i stożkowego mechanizmu różnicowego

Napęd ze skrzyni biegów przekazywany jest poprzez zębnik 1 o liczbie zębów  $z_1$  na koło talerzowe 2 o liczbie zębów  $z_2$ . Koło talerzowe 2 jest sztywno związane z jarzmem j. Koła zębate koronowe 4 i 5 o liczbach zębów  $z_4 = z_5$  połączone są odpowiednio z półosiami napędowymi A i B. Koła obiegowe 3 i 3' o liczbach zębów  $z_3$  ułożyskowane są w jarzmie j. Stosując metodę Willisa [5] można określić związek pomiędzy prędkościami kół koronowych a prędkością obrotową jarzma jako (1.1)

$$\frac{n_4 - n_j}{n_5 - n_j} = -\frac{z_3 z_5}{z_4 z_3} = -1 \quad (1.1)$$

Unieruchamiając półoś A ( $n_4=0$ ) ze wzoru (1.1) uzyskano zależność (1.2)

$$n_5 = 2n_j \quad (1.2)$$

Z zależności tej wynika, że podczas gdy półoś A jest unieruchomiona, półoś B będzie obracać się z prędkością dwa razy większą od prędkości jarzma (koła talerzowego

przekładni głównej). Sytuacja taka ma miejsce wtedy, gdy koło jezdne pólasi A znajduje się na podłożu o dobrej przyczepności (np. asfalt), a koło jezdne pólasi B na podłożu śliskim (np. lód). Z powyższego względu w celu zapewnienia mobilności pojazdu w niedogodnych warunkach stosowane są różne rozwiązania, wśród których wymienić można: blokadę mechanizmu różnicowego, mechanizm różnicowy z ograniczonym poślizgiem (np. TorSen), elektronicznie sterowane hamulce (hydrauliczne lub elektromechaniczne) lub kombinacje wyżej wymienionych.

### **Literatura**

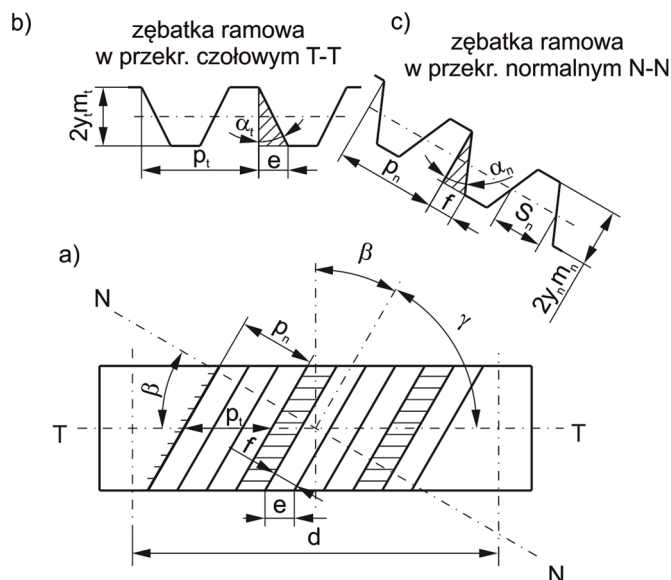
1. Looman J.: *Zahnradgetriebe Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1996.
2. Müller L.: *Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe*. WNT, Warszawa, 1970.
3. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W.: *Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2011.
4. Ochęduszek K.: *Koła zębate T.1 Konstrukcja*. WNT, Warszawa, 1985.
5. Morecki A., Trzaska S.: *Zajęcia dydaktyczne z mechanicznej teorii maszyn*. WNT, Warszawa, 1964.



## 2. Przekładnia walcowa dwustopniowa o zębach śrubowych.

### 2.1. Koła walcowe o zębach śrubowych

Koła walcowe o zębach śrubowych mają linię zęba nachyloną względem osi obrotu pod kątem  $\beta$  zwanym kątem pochylenia linii zęba (rys. 2.1) [1].



Rys. 2.1 Związki pomiędzy różnymi wielkościami geometrycznymi w walcowym kole zębatym o zębach śrubowych: a) rzut główny, b) wymiary zębatki ramowej (zarysu odniesienia) w przekroju czołowym, c) wymiary zębatki ramowej w przekroju normalnym, d) konstrukcja zastępczego koła walcowego o zębach prostych, gdzie: N-N – przekrój normalny, T-T – przekrój czołowy,  $d$  – średnica podziałowa,  $m_t$  – moduł czołowy,  $m_n$  – moduł normalny,  $p_t$  – podziałka czołowa,  $p_n$  – podziałka normalna,  $\beta$  – kąt pochylenia linii zęba,  $\gamma$  – kąt wzniosu linii zęba,  $\alpha_t$  – czołowy kąt przyporu,  $\alpha_n$  – normalny kąt przyporu,  $s_n$  – grubość zęba,  $y_t$  – czołowy współczynnik wysokości zęba,  $y_n$  – normalny współczynnik wysokości zęba [1]

#### 2.1.1. Parametry geometryczne walcowego koła zębatego o zębach śrubowych

W produkcji kół walcowych o zębach śrubowych wykorzystuje się te same narzędzia, co w produkcji kół walcowych o zębach prostych. Obróbka jest realizowana w przekroju normalnym N-N. Parametry w tym przekroju [1]:

- podziałka normalna

$$p_n = p = \pi m_n \quad (2.1)$$

- moduł normalny

$$m_n = m \quad (2.2)$$

- szerokość zęba w przekroju normalnym

$$s_n = s \quad (2.3)$$

- normalny współczynnik wysokości zęba

$$y_n = y \quad (2.4)$$

- kąt przyporu w płaszczyźnie normalnej  $\alpha_n$

$$\alpha_n = \alpha \quad (2.5)$$

Oprócz wymienionych parametrów, w kołach walcowych o zębach śrubowych wyróżnia się w płaszczyźnie czołowej następujące wielkości:

- podziałkę czołową ( $p_t$ ),
- czołowy kąt przyporu ( $\alpha_t$ ),

Parametry koła w przekroju czołowym T-T [1]:

- obwód i średnica koła podziałowego

$$\pi d = p_t z, \quad d = \frac{p_t}{\pi} z; \quad p_t = \pi \cdot m_t \rightarrow d = m_t \cdot z \quad (2.6)$$

- moduł czołowy  $m_t$

$$m_t = \frac{p_t}{\pi}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.7)$$

- wysokość głowy zęba (wysokości zęba w przekroju czołowym i normalnym są identyczne)

$$h_a = y_n m_n = y_t m_t; \quad y_t = y_n \cos \beta \quad (2.8)$$

- średnica wierzchołków

$$d_a = d + 2h_a \quad (2.9)$$

- wysokość stopy zęba

$$h_f = y_n m_n + c \quad (2.10)$$

gdzie:  $c=(0,2 \div 0,4)m$

- średnica dna wrębu

$$d_f = d - 2h_f \quad (2.11)$$

- całkowita wysokość zęba

$$h = h_a + h_f \quad (2.12)$$

- średnica zasadnicza

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t \quad (2.13)$$

gdzie:  $\alpha_t$  – czołowy kąt zarysu na kole podziałowym,  $\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$

Zestawy wzorów do obliczeń  $h_a$  i  $h_f$  dla różnych typów zębów przedstawia tab. 2.1.

Tab. 2.1 Tabela ze wzorami do obliczenia  $h_a$  i  $h_f$  dla danej odmiany zęba [2,3]

	Odmiana zęba		
	zerowe	korygowane	dzikie
Wysokość głowy zęba	$h_a = y_n m_n$	$h_{ak} = (y_n + x_n) m_n$	$h_{ak}' = (y_n + x_n - k_n) m_n$
Wysokość stopy zęba	$h_f = y_n m_n + c$	$h_{fk} = (y_n - x_n) m_n + c$	$h_{fk}' = (y_n - x_n) m_n + c$

gdzie:

$x_n$  – teoretyczny współczynnik granicznego przesunięcia zarysu,

$k_n$  – współczynnik zbliżenia osi.

### 2.1.2. Kształtowanie zębów kół zębatych walcowych o uzębieniu zewnętrznym

W metodzie kształtowej zarys boku zęba jest odwzorowany bezpośrednio na podstawie kształtu narzędzia. W metodzie obwiedniowej zarys zęba uzyskiwany jest w wyniku obwiedni kolejnych położeń zarysu narzędzia.

Podział kształtowania zębów kół zębatych walcowych o uzębieniu zewnętrznym:

- Obróbka zgrubna i kształtująca
  - Metody obróbki bezwiórowej
    - Odlewanie
    - Wtryskiwanie
    - Spiekanie
    - Walcowanie
  - Metody kształtowe
    - Frezowanie frezem modułowym krążkowym
    - Przeciąganie
    - Dłutowanie
  - Metoda kopiowa
    - Struganie według kopiału
  - Metody obwiedniowe
    - Dłutowanie według metody Maaga
    - Struganie według metody Sunderlanda
    - Dłutowanie według metody Fellowsa
    - Frezowanie obwiedniowe
- Obróbka wykańczająca
  - Obróbka w stanie miękkim HRC <36÷40
    - Metody obróbki bezwiórowej
      - Nagniatanie
    - Metody obróbki wiórowej
      - Wiórkowanie
      - Łuszczenie
  - Obróbka w stanie twardym HRC >40
    - Metoda kształtowa
      - Szlifowanie
    - Metody obwiedniowe
      - Szlifowanie
      - Gładzenie
      - Docieranie
      - Łuszczenie
- Obróbka bardzo dokładna kół w stanie twardym
  - Gładzenie

#### **Literatura:**

1. Homik W., Połowniak P.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Wybrane zagadnienia. Kierunek mechatronika*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2012.
2. Dietrich M.: *Podstawy Konstrukcji Maszyn t.3*. PWN, Warszawa, 1986.
3. Ochęduszko K.: *Koła zębate T.I, II, III*. WNT, Warszawa, 1985.

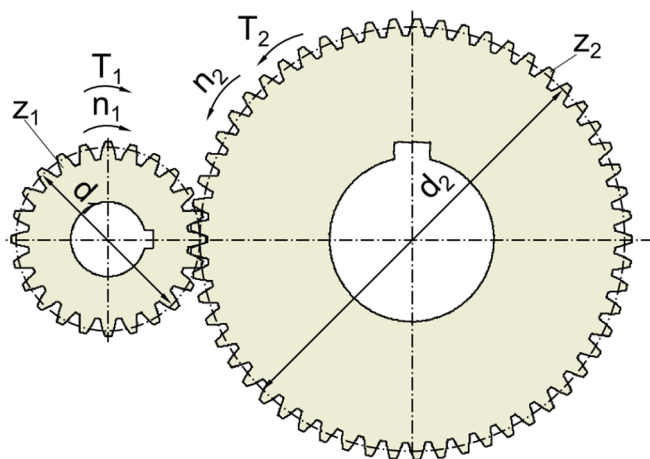
### 3. Dwustopniowy reduktor walcowo-stożkowy

#### 3.1. Pojęcia podstawowe

**Przekładnia zębata** - jest to mechanizm, który służy do przenoszenia ruchu obrotowego wału czynnego (wał napędzający) na wał bierny (napędzany). W przekładniach zębatych przenoszenie energii realizowane jest przy pomocy zazębiających się kół osadzonych i/lub naciętych na wałach przekładni. Do najważniejszych parametrów opisujących przekładnię można zaliczyć: moc przenoszoną  $N$  [kW], prędkość obrotową wału wejściowego  $n_1$  [obr/min], przełożenie całkowite  $i_c$  [-] oraz sprawność  $\eta$  [%].

**Przełożenie  $i$**  - jest jednym z podstawowych parametrów przekładni i może być zdefiniowane jako: kinematyczne, geometryczne lub dynamiczne.

Przełożenie		
Kinematyczne $i_k$	Geometryczne $i_g$	Dynamiczne $i_d$
Jest to stosunek prędkości obrotowych kół napędzającego $n_1$ do napędzanego $n_2$ .	Jest to stosunek średnicy podziałowej $d_2$ ( $z_2$ ) koła biernego do średnicy podziałowej $d_1$ ( $z_1$ ) koła czynnego. W przypadku przekładni zębatych do określenia przełożenia geometrycznego stosuje się liczby zębów które są proporcjonalne do średnic kół.	Jest to stosunek momentu obrotowego na kole napędzanym $T_2$ do momentu obrotowego na kole napędzającym $T_1$ .
$i_k = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.1)$	$i_g = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.2)$	$i_d = \frac{T_2}{T_1} \quad (3.3)$



Rys. 3.1 Koła walcowej przekładni zębatej wraz z wybranymi parametrami, gdzie:  $z$  - liczba zębów,  $d$  - średnica podziałowa,  $n$  - prędkość obrotowa,  $T$  - moment obrotowy. Indeksy 1 oraz 2 oznaczają kolejno numer koła/wału

**Reduktor** - jest to przekładnia zmniejszająca obroty tj.  $i_{k,g,d} > 1$ . Oprócz redukcji prędkości zastosowanie przekładni redukujących powoduje zwielokrotnienie wartości momentu obrotowego na wale wyjściowym.

**Multiplikator** - jest to przekładnia zwiększająca obroty tj.  $i_{k,g,d} < 1$ .

### 3.2. Dwustopniowy reduktor walcowo-stożkowy

Dwustopniowa przekładnia walcowo-stożkowa może być rozpatrywana jako dwa połączone ze sobą reduktory (walcowy i stożkowy). Przełożenie całkowite  $i_c$  dwustopniowej przekładni jest równe iloczynowi przełożeń uzyskiwanych na poszczególnych stopniach:

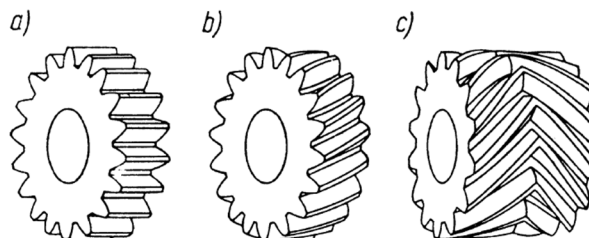
$$i_c = i_1 \cdot i_2 \quad (3.4)$$

gdzie: 1,2 - stopień przekładni.

Przekładnie takie znajdują zastosowanie tam gdzie prócz odpowiedniej wartości przełożenia, przenoszonego momentu czy kierunku obrotów, wzajemne usytuowanie maszyn, napędzającej i napędzanej wymaga zastosowania przekładni, w której kierunki osi wałów czynnego i biernego przecinają się pod określonym kątem. Tego typu reduktory znajdują zastosowanie w przemyśle ciężkim, w napędach młynów oraz kruszarek.

#### 3.2.1. Stopień 1 (przekładnia walcowa)

Walcowe przekładnie czołowe o uzębieniu zewnętrznym, dzięki prostej i taniej konstrukcji znajdują obecnie szerokie zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu. Właściwości eksploatacyjne tych przekładni zależą w ogromnej mierze od konstrukcji kół zębatach. Kluczową rolę dogrywiają tutaj parametry uzębienia i zazębienia takie jak np. rodzaj zębów (rys. 3.2) czy kształt zarysu (dominuje zarys ewolwentowy).

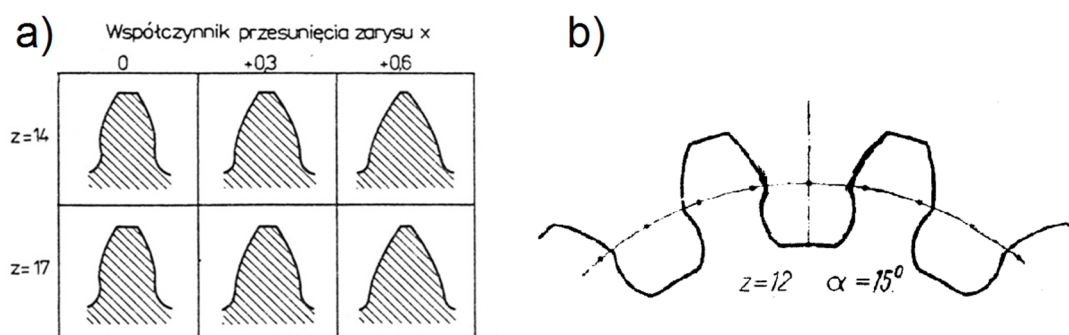


Rys. 3.2 Koła o zębach: a - prostych, b - śrubowych, c - daszkowych (strzałkowych) [3]

Zdecydowana większość przekładni jest poddawana **korekcji uzębienia** (korekcja pojedynczego koła) i **zazębienia** (korekcja współpracujących kół). Korekcja uzębienia polega na odsunięciu (lub dosunięciu) narzędzia od obrabianego koła o taką wartość aby umożliwić:

- wykonanie koła o mniejszej liczbie zębów od granicznej przy jednoczesnym uniknięciu zjawiska podcięcia stopy zęba,
- uzyskanie pożądanej odległości osi kół bez konieczności stosowania narzędzi do wykonywania kół o nieznormalizowanych wartościach modułów,
- poprawę właściwości wytrzymałościowych uzębienia.

Niewłaściwy dobór współczynników korekcji może doprowadzić do zaostrenia wierzchołka zęba (rys. 3.3a), które podobnie jak podcięcie u podstawy zęba jest zjawiskiem niepożądanym (rys. 3.3b).



Rys. 3.3 Zjawisko: a - zaostrenia wierzchołka zęba, b - podcięcia u podstawy zęba [3]

Zasadnicza różnica między korekcją uzębienia a zazębienia jest taka, że ta pierwsza dotyczy się pojedynczego koła natomiast korekcja zazębienia pary (lub w przypadku przekładni obiegowych zespołu) współpracujących kół.

Korekcję zazębienia można podzielić na:

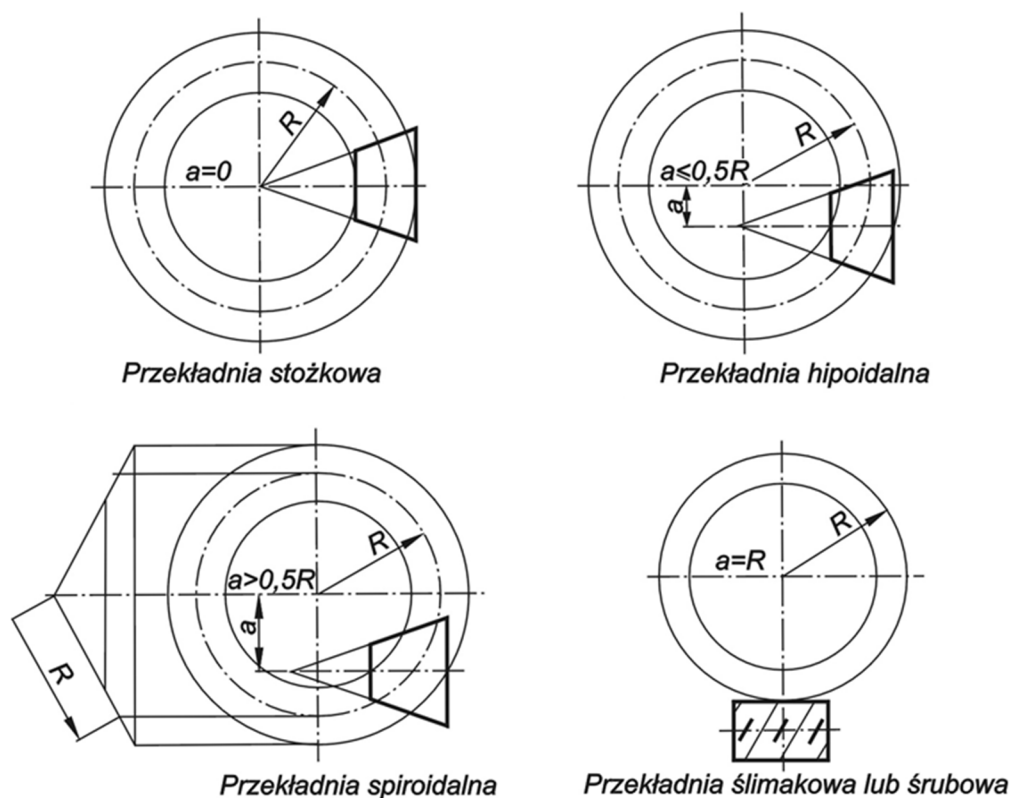
- Korekcja **P-0** (bez zmiany odległości osi) - polega ona na tym, że od jednego koła (zwykle małego) narzędzie jest odsuwane (tzw. korekcja dodatnia) natomiast do drugiego jest dosuwane (korekcja ujemna) o taką samą wartość ( $x_1 = -x_2$ ). Aby korekcja P-0 była możliwa suma zębów kół małego ( $z_1$ ) oraz dużego ( $z_2$ ) musi być większa bądź równa podwójnej granicznej liczbie zębów ( $z_g$ ) tj.  $z_1 + z_2 \geq 2z_g$ .
- Korekcja **P** (ze zmianą odległości osi) - Korekcja ta jest stosowana w przypadku gdy nie jest możliwe spełnienie warunku  $z_1 + z_2 \geq 2z_g$  lub w przypadku, gdy konieczna jest zmiana odległości osi.

### 3.2.2. Stopień 2 (przekładnia stożkowa)

Przekładnia stożkowa należy do grupy przekładni kątowych. Cechą charakterystyczną przekładni stożkowych jest to, że osie współpracujących kół mogą przecinać się pod dowolnym kątem (zwykle  $90^\circ$  np. w szlifierkach kątowych, kąty różne od  $90^\circ$  można spotkać przykładowo w przekładniach lotniczych). Należy jednak pamiętać, że osie te leżą w jednej płaszczyźnie. Na rysunku poniżej przedstawiono podział przekładni kątowych ze względu na przesunięcie hipoidalne (rys. 3.4).

Ze względu na linię zęba możemy wyróżnić przekładnie stożkowe:

- o zębach prostych,
- o zębach skośnych,
- o zębach daszkowych,
- o zębach łukowych:
  - kołowo-łukowe,
  - epicykloidalno-łukowe,
  - hipocykloidalno-łukowe,
  - ewolwentowo-łukowe.



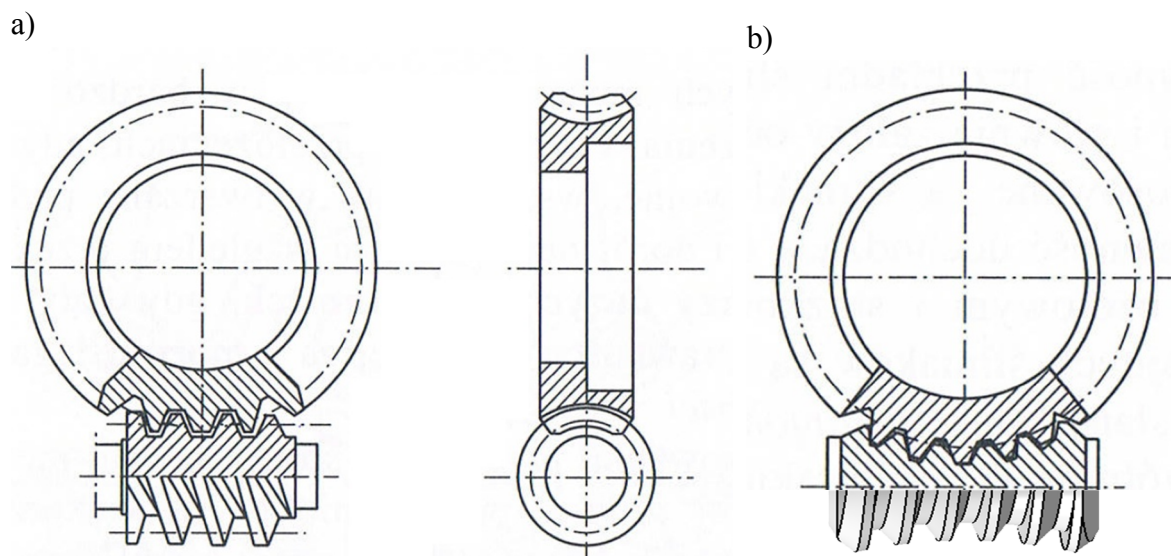
Rys. 3.4 Podział przekładni kątowych ze względu na przesunięcie hipoidalne,  $a$  - przesunięcie hipoidalne,  $R$  - promień podziałowy [4]

### Literatura:

1. Homik W., Połowniak P.: *Podstawy konstrukcji maszyn. wybrane zagadnienia. Kierunek mechatronika.* Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2012
2. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L.: *Projektowanie węzłów i części maszyn.* Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2011.
3. Ochęduszek K.: *Koła zębate T.1 Konstrukcja.* WNT, Warszawa, 1985.
4. Wójcicki Z.: *Przekładnie stożkowe.* Oficyna Wydawnicza PRz, Rzeszów, 2004.

#### 4. Przekładnia ślimakowa walcowa

Przekładnia składa się z ślimaka i ślimacznicy, których osie są usytuowane względem siebie najczęściej pod kątem  $90^\circ$ . Różnią się od przekładni śrubowych tym, że ślimaki mają małą liczbę zwojów (zębów), a ślimacznice - wklęsłe wieńce zębate. Wśród ślimaków najczęściej spotyka się walcowe i globoidalne. W przekładni ślimakowej walcowej zęby ślimaka nacięte są na walcu, a w przekładni globoidalnej na wklęsłej powierzchni obrotowej, w której promień podziałowy ślimaka jest równy promieniowi podziałowemu współpracującej ślimacznicy (rys. 4.1, rys. 4.2) [1].



Rys. 4.1 Przekładnia ślimakowa: a) walcowa, b) globoidalna [1]

Elementem czynnym - napędzającym w przekładni jest najczęściej ślimak. Przekładnie ślimakowe wykorzystuje się w układach napędowych do przenoszenia dużych mocy, a także w łańcuchach kinematycznych do dokładnego przeniesienia ruchu obrotowego (do celów podziałowych, sterowania itp.). Znajdują zastosowanie m.in. w napędach urządzeń dźwigowych, urządzeń załadowczo-kruszących, wyciągarek, przenośnikach, elementach obrabiarek [2].

Przekładnie ślimakowe walcowe wykazują wiele zalet:

- liniowy styk zębów,
- cichobieżność i płynna praca przekładni w wyniku wysokiego udziału poślizgów w zazębieniu, co sprzyja tłumieniu drgań,
- jednoczesna współpraca kilku zębów – najczęściej od dwóch do czterech,
- możliwość uzyskania dużych przełożeń,
- możliwość wykonania przekładni samohamownej (eliminuje konieczność stosowania hamulca).

Natomiast z wad należy wymienić:

- stosunkowo małą sprawność,
- trudność uzyskania dużej dokładności wykonania,



- konieczność bardzo dokładnego montażu w celu uzyskania prawidłowego zazębienia [1,2].

Przełożenie przekładni ślimakowej wynosi:

$$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (4.1)$$

gdzie:

$\varphi_1$  – kąt obrotu ślimaka,

$\varphi_2$  – kąt obrotu ślimacznicy,

$\omega_1(n_1)$  – prędkość kątowna (prędkość obrotowa) ślimaka,

$\omega_2(n_2)$  – prędkość kątowna (prędkość obrotowa) ślimacznicy,

$z_1$  – liczba zębów (zwojów) ślimaka,

$z_2$  – liczba zębów ślimacznicy.

Najczęściej stosuje się reduktory jednostopniowe, które mają przełożenie zwykle w granicach od 5 do 60. Przy bardzo dużych przełożeniach trzeba stosować reduktory dwustopniowe. Sprawność przekładni waha się od 0,55 do 0,96.

Przy współpracy zwojów ślimaka z zębami koła ślimakowego występują duże prędkości poślizgu. Poślizg występuje wzdłuż zarysów zębów, a także ze względu na wchrowatość osi kół również wzdłuż zęba [1]. Stąd konieczność stosowania materiałów dla ślimaka i ślimacznicy pozwalających uzyskać możliwie niski współczynnik tarcia. Ślimaki wykonuje się najczęściej ze stali. Najniższy współczynnik tarcia otrzymuje się, gdy ślimak wykonany jest ze stali do nawęglania z obróbką hartowania. Ślimaki ulepszone cieplnie stosuje się rzadziej. Można wykonać ślimaka z żeliwa przy małych prędkościach poślizgu. Ślimacznice wytwarza się najczęściej z brązu [3].

Klasyfikację powierzchni śrubowych ślimaków walcowych dokonuje się w oparciu o znajomość znamionowego zarysu uzwojenia ślimaka w przekroju osiowym lub kształtu narzędzia użytego do nacinania koła. Podstawowy podział jest następujący [1]:

- śrubowe powierzchnie definiowane znamionowym zarysem uzwojenia ślimaka:
  - śrubowe powierzchnie o prostoliniowym zarysie znamionowym ZN,
  - śrubowe powierzchnie o krzywoliniowym zarysie znamionowym ZR.
- śrubowe powierzchnie definiowane znamionowym zarysem narzędzia użytego do obróbki uzwojenia:
  - śrubowe powierzchnie stożkopochodne ZK,
  - śrubowe powierzchnie torusopochodne ZT.

## Literatura

1. Marciniak T.: *Przekładnie ślimakowe walcowe*. PWN, Warszawa, 2001.
2. Kornberger Z.: *Przekładnie ślimakowe*. WNT, Warszawa, 1973.
3. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L.: *Projektowanie węzłów i części maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2006.

## 5. Połączenia śrubowe i gwintowe

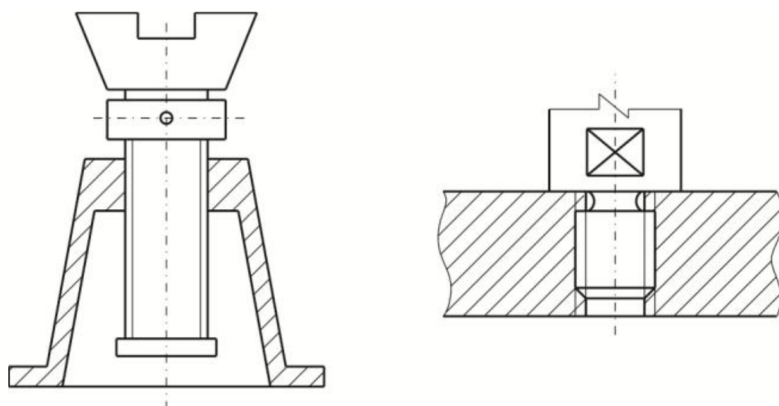
Dobór odpowiedniego rodzaju i odmiany połączenia rozłącznego w budowie maszyn związany jest z oczekiwaniami w odniesieniu do możliwości przenoszenia obciążenia lub zachowaniu się pod obciążeniem. Ze względu na normalizację oraz zasady budowy tych połączeń ograniczona jest możliwość dowolnego przyjmowania rozwiązań konstrukcyjnych takich złączy. Możliwość wpływu na nośność połączenia umożliwia swoboda wyboru: odmiany połączenia, materiału na elementy główne i łączniki, liczby i rozmieszczenia łączników [2].

W praktyce rozwiązań konstrukcyjnych połączenia rozłączne (śrubowe, gwintowe, kształtowe i inne) umożliwiają przekazywanie obciążeń z elementu głównego na drugi element. Takie połączenia zwykle decydują o obciążalności maszyny lub urządzenia. W pozostałych przypadkach spełniać one mogą funkcje pomocnicze: zapewnienie współosiowości (np. kołnierzy, króćców, połówek sprzęgieł), powtarzalności położenia elementów lub podzespołów względem siebie.

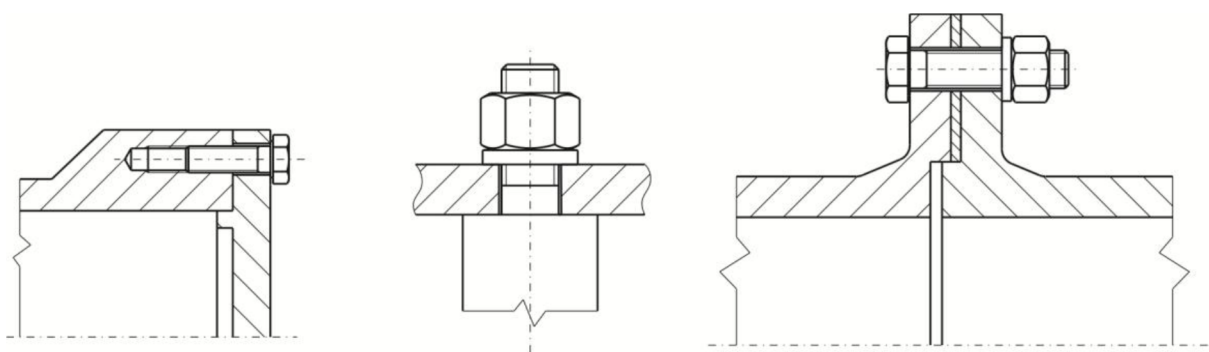
W połączeniach śrubowych i gwintowych wykorzystywane są siły spójności materiału elementów oraz siły tarcia występujące na współpracujących powierzchniach gwintu. W zależności od możliwości przemieszczania się względem siebie elementów łączonych połączenia takie należą do grupy połączeń ruchomych (mechanizmy służące do zamiany ruchu obrotowego na postępowy np.: napędy suportu obrabiarek, podnośniki, prasy, imadła) lub spoczynkowych (łączniki).

Połączenie bezpośrednio gwintowe – gwint zewnętrzny i wewnętrzny wykonany jest bezpośrednio na łączonych elementach (rys. 5.1).

Połączenie śrubowe jest wykonane z wykorzystaniem elementów łączących – śrub, wkrętów i nakrętek, które ograniczają lub uniemożliwiają przemieszczanie się łączonych elementów względem siebie. Należą do grupy połączeń pośrednich (rys. 5.2). Rozróżnia się trzy podstawowe grupy: bezpośrednio wkręcane (np. smarowniczek), rurowe (np. złączki rurowe), złącza śrubowe (przenoszące lub nieprzenoszące obciążenia robocze) [4].



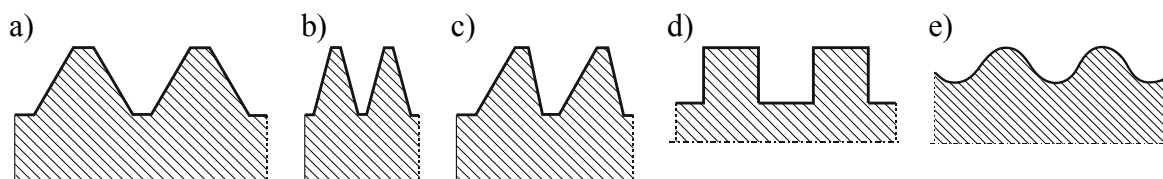
Rys. 5.1. Połączenia bezpośrednie [1]



Rys. 5.2. Połączenia pośrednie [1]

**Gwint** – obszar przestrzenny ograniczony walcową (gwint walcowy) lub stożkową (gwint stożkowy) powierzchnią odniesienia i powierzchnią gwintową opisaną linią konturową przekroju osiowego (zarys gwintu).

W zależności od kształtu zarysu wyróżnia się gwinty trójkątne: metryczny (M), calowy, rurowy calowy; trapezowe: symetryczne (Tr) i niesymetryczne (S); okrągłe (Rd); prostokątne oraz specjalne: Edisona (E), do rur pancernych (Pg), rowerowe (RW), do zaworów dętek (G), stożkowy rurowy calowy (St. R), stożkowy metryczny (St. M) i inne. Przykładowe zarysy gwintów pokazano na rys. 5.3.



Rys. 5.3. Zarysy gwintów: a) trójkątny, b) trapezowy symetryczny, c) trapezowy niesymetryczny, d) prostokątny, e) okrągły [1]

Gwinty metryczne zwykle o zarysie trójkątnym (M) odznaczają się dużą wytrzymałością, dużą odpornością na samoczynne obłuzowywanie się pod wpływem drgań oraz złym środkowaniem. Kąt nachylenia powierzchni roboczej zapewnia dużą samohamowność oraz małą sprawność połączenia. Stosowane są w połączeniach spoczynkowych zazwyczaj jako jednokrotne. Gwinty drobnozwojne w mniejszym stopniu osłabiają element, na którym jest wykonywany w porównaniu do gwintu zwykłego. Umożliwiają także dokładniejszą regulację względnego położenia elementów, zmniejszenie spiętrzenia naprężeń wywołanych działaniem karbów, uzyskanie większej szczelności i samohamowności oraz większego napięcia w śrubie. Wadą gwintów drobnozwojnych jest mała odporność na zużycie tarciove i uszkodzenia mechaniczne. Gwinty grubozwojne stosowane są do przenoszenia dużych obciążeń statycznych, gdyż rozkład obciążenia na zwoje jest bardziej równomierny niż dla gwintu zwykłego [1, 4].

Gwinty o zarysie trapezowym stosowane są przede wszystkim w bezpośrednich połączeniach ruchowych. Odznaczają się wysoką sprawnością i dużą wytrzymałością (w szczególności gwinty wielokrotne). Gwinty symetryczne stosowane są w mechanizmach przenoszących obciążenia w obu kierunkach. Środkowane są na powierzchniach bocznych. Kompensacja luzu osiowego, który powstał na skutek zużywania się powierzchni trących, możliwa jest w przypadku wykorzystania

dwuczęściowej tulei z gwintem wewnętrznym (płaszczyzna podziału przechodzi przez oś gwintu) poprzez zbliżenie tych części. Gwinty niesymetryczne mogą przenosić obciążenia w jednym kierunku (powierzchnia robocza ma mniejszy kąt pochylenia) w mechanizmach o dużych prędkościach poślizgu [1, 4].

Gwinty o zarysie prostokątnym – są gwintami nieznormalizowanymi, charakteryzującymi się największą sprawnością i najmniejszą wytrzymałością. Zazwyczaj mają kwadratowy przekrój występu i są środkowane na wewnętrznej średnicy gwintu zewnętrznego [1, 4].

**Pola tolerancji gwintów** w zależności od długości skręcenia (S – mała, N – średnia, L - duża) i klasy gwintów (A - dokładna, B - Średnio dokładna, C - zgrubna) luźno pasowanych przedstawia poniższa tabela [4]:

Rodzaj gwintu	Klasa gwintu	Długość skręcenia		
		S	N	L
Gwint wewnętrzny	A	4H	4H, 5H	6H
	B	5H	6G, 6H	7G, 7H
	C	-	7G, 7H	8H
Gwint zewnętrzny	A	3h, 4h	4g, 4h	-
	B	5g, 6g	6d, 6e, 6f, 6g, 6h	6g, 7g,
	C	-	8g, 8h	8g, 9g

Długości skręcenia:  $S < N_{\min}=2,24 \cdot P \cdot d^{0,2} \div N_{\max}=6,7 \cdot P \cdot d^{0,2} < L$ , gdzie P - podziałka, d - średnica nominalna gwintu.

Przykład oznaczeń klasy wytrzymałości śrub przedstawia tabela [3]:

Stale stopowe i niestopowe		Stale nierdzewne		
9.8		A2-70		
Wytrzymałość na rozciąganie Rm	Granica plastyczności Re	Struktura stali	Grupa stali	Wytrzymałość na rozciąganie Rm
Rm=9·100MPa=900MPa	Re=9·8·10MPa=720MPa	A-austenityczna F - ferrytyczna	z dodatkiem Cr, Ni z dodatkiem Cr, Ni, Mo	Rm=70·10MPa = 700MPa

W praktyce inżynierskiej można się spotkać z różnymi przypadkami obciążeń połączeń śrubowych [1]:

- połączenie bez napięcia wstępnego śruby, obciążone roboczą siłą osiową (śruba pracująca na rozciąganie),
- połączenie bez napięcia wstępnego obciążone roboczą siłą osiową i momentem skręcającym (śruba pracująca na rozciąganie i skręcanie),
- połączenie napięte wstępnie kontrolowaną siłą osiową, a następnie obciążone roboczą siłą osiową
- połączenie napięte wstępnie niekontrolowaną siłą osiową, a następnie obciążone osiową siłą roboczą,
- połączenie za pomocą śrub ciasno pasowanych, obciążone siłą poprzeczną,

- połączenie za pomocą śrub luźnych, obciążone siłą poprzeczną.

### **5.1. Technologia wykonania gwintów [4]:**

Nacinanie za pomocą narzynek, gwintowników, frezów (krążkowe, palcowe, ślimakowe, grzybkowe), głowic nożowych oraz noży tokarskich. Narzynki (do obróbki gwintów wewnętrznych) i gwintowniki (zazwyczaj komplet 2 lub 3 gwintowników, do obróbki gwintów zewnętrznych) stosuje się głównie do ręcznego lub maszynowego wykonywania gwintów. Proces odznacza się dużą wydajnością przy zachowaniu dostatecznej dokładności. Frezy wykorzystywane są do gwintów o dużym polu przekroju poprzecznego warstwy skrawanej. Jest to wydajny proces wykorzystywany zwłaszcza w produkcji masowej (przemysł maszynowy, samochodowy, zbrojeniowy). Głowice nożowe stosowane są do obróbki materiałów o dużej twardości. Toczenie z wykorzystaniem noży tokarskich pojedynczych jest uniwersalnym sposobem nacinania gwintów z dużą dokładnością. Można nacinąć gwinty na gotowo lub wykorzystywać w operacji wykończeniowej po innych metodach wytwarzania. Metoda wykorzystywana w produkcji jednostkowej i małoseryjnej ze względu na małą wydajność.

Walcowanie z wykorzystaniem: walców, walców segmentowych, szczęk płaskich jest procesem o dużej wydajności. Jest to metoda bezwiorowa, w której na skutek plastycznego odkształcania następuje umocnienie materiału oraz wydłużenie ziaren mikrostruktury. Warstwa wierzchnia ma podwyższoną twardość i małą chropowatość. Są bardziej wytrzymałe na ścianie, zginanie i naciski powierzchniowe. Wykazują większą wytrzymałość zmęczeniową i na zużycie tarciove.

Odlewanie pod ciśnieniem na elementach ze stopów nieżelaznych (stopy cynkowe, magnezowe, aluminiowe) lub z tworzyw sztucznych,

Drukowanie z wykorzystaniem drukarek 3D. Wytrzymałość oraz dokładność gwintu zależy od grubości warstw materiału, jego struktury, ułożenia w przestrzeni roboczej. Wytwarzając elementy z gwintem w metodach przyrostowych należy uwzględnić dodatkowy luz na gwincie elementów współpracujących. Jest on uzależniony od dokładności odwzorowania elementów wytwarzanych w sposób przyrostowy. Gwint na elementach wytwarzanych w metodach przyrostowych powinien być projektowany indywidualnie odnosząc się do metody przyrostowej, w której zostanie wytworzony.

### **Literatura:**

1. Homik W., Połowniak P.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Wybrane zagadnienia. Kierunek mechatronika*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2012.
2. Osiński Z.: *Podstawy konstrukcji maszyn*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2012.
3. Poradnik mechanika. Wydawnictwo REA s.j., Warszawa, 2008.
4. Skoć A., Spalek J.: *Podstawy konstrukcji maszyn cz. I*, Wydawnictwo WNT Warszawa 2006.

## 6. Sprzęgła

**Sprzęgło** to zespół służący do łączenia wałów i przeniesienia momentu obrotowego bez trwałej zmiany jego wartości i bez zmiany kierunku. Dzięki łączeniu unika się nadmiernie długich wałów, można wykonywać maszyny złożone z podzespołów, co ułatwia montaż, demontaż, naprawę i transport. Rodzaje połączeń wałów: sztywne, samonastawne, podatne, włączalne (sterowalne), jednokierunkowe, zabezpieczające przed przeciążeniami, służące do zahamowania wału lub sterowania jego prędkością. Sprzęgła, można podzielić wg cech funkcjonalno - konstrukcyjnych na:

- sprzęgła nierozłączne mechaniczne (sztywne, samonastawne, podatne)
- sprzęgła sterowane (mechaniczne, elektromagnetyczne, hydrodynamiczne)
- sprzęgła samoczynne (mechaniczne, elektromagnetyczne, hydrodynamiczne) [1].

### 6.1. Sprzęgła sztywne

Służą do łączenia wałów dokładnie wzajemnie ustawionych (współosiowych). Są znormalizowane. Są to sprzęgła: tulejowe, łubkowe, kołnierzowe. Dobiera się je w funkcji momentu obrotowego (także mocy i obrotów), jakie sprzęgło przenosi i średnicy wałka. Dobór jest ograniczony maksymalnymi obrotami, przy których sprzęgło może pracować. **Sprzęgło tulejowe kołkowe** zaliczane jest do grupy najprostszych sprzęgieł pod względem rozwiązań konstrukcyjnych. W sprzęgle tym tuleja jest elementem czynnym i biernym, a kołki łącznikami. Łącznikami w tego typu sprzęgłach mogą być również inne elementy, takie, jak: wpusty i kliny przy średnicach większych. W przypadku zastosowania wpustów stosuje się wkręt ustalający, chroniący tuleję przed przesuwaniem. **Sprzęgło sztywne łubkowe** - jest sprzęgłem dzielonym w płaszczyźnie osi wału. Sprzęgło łubkowe składa się z dwóch elementów zwanych łubkami, które zaciskane są na wale za pomocą śrub. Moment obrotowy jest przenoszony momentem tarcia. Sprzęgła te przeznaczone są do łączenia wałów średnicach w przedziale  $25 \div 140$  [mm], a moment obrotowy przenoszony jest w granicach  $160 \div 12500$  [Nm]. Łubki wykonuje się najczęściej z żeliwa, rzadziej ze staliwa. **Sprzęgło sztywne kołnierzowe** - składa się z dwóch tarcz. Tarcze sprzęgła osadza się na wałach za pomocą wpustów lub wielowypustów. Współosiowość tarcz jest realizowana za pomocą czołowych wypustów (odsadzeń). Tarcze łączone są za pomocą śrub ciasno pasowanych w otworach lub śrub luźno pasowanych. W pierwszym przypadku moment przenoszony jest przez śruby, a w drugim przez tarcie [1].

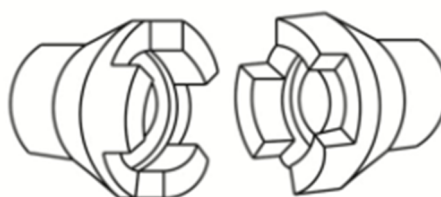
### 6.2. Sprzęgła samonastawne

Są sprzęgłami umożliwiającymi przenoszenie momentu obrotowego z wału czynnego na bierny w przypadku, gdy ich osie nie pokrywają się (brak współosiowości pomiędzy wałami). Niewspółosiowość wałów może wynikać z błędów montażowych, jak i odkształceń w czasie pracy. Przemieszczenia względne wałów mogą być osiowe, promieniowe lub kątowe. **Sprzęgło samonastawne osiowe z kołkami poprzecznymi** - jest to sprzęgło umożliwiające kompensację luzów osiowych. Poprzeczne kołki prowadzone są w wzdłużnych wycięciach. **Sprzęgło samonastawne sworzniowe** - jest to sprzęgło zaliczane do grupy sprzęgieł kompensujących luzy osiowe. W sprzęgle tym

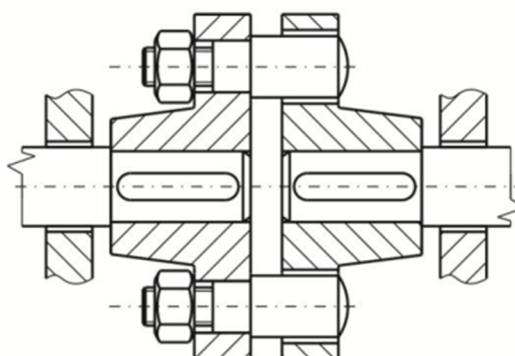
sworznie umieszcza się sztywno w jednym z członów, natomiast wchodzą one luźno w otwory członu drugiego. Występujący luz, podobnie, jak w większości sprzęgieł samonastawnych, wpływa ujemnie na pracę sprzęgła, zwłaszcza podczas rozruchu. **Sprzęgło kłowe** - również kompensuje luzy osiowe. Środkowanie wałów następuje bądź przez wprowadzenie czopa w otwór członu współpracującego, bądź za pomocą tulejki środkującej. **Sprzęgło Oldhama** - jest sprzęgłem, które pozwala na kompensację przesunięcia poprzecznego i niewielkiego kąтового. Tarcze sprzęgła są osadzone na wałach czynnym i biernym, zaś rolę łącznika pełni w tym przypadku tarcza lub wkładka współpracująca z kłami obu tarcz. **Sprzęgło zębate** - to sprzęgło uniwersalne, umożliwiające przenoszenie momentu obrotowego pomiędzy wałami w przypadku, gdy występuje przesunięcie osiowe, poprzeczne i kątowe. Tarcze sprzęgła, osadzone na wałach, współpracują z tulejami o uzębieniu wewnętrznym, przy czym obie tuleje są złączone śrubami. Uniwersalny charakter pracy sprzęgieł zębatych wynika przede wszystkim ze specjalnych kształtów zębów oraz występowania luzów międzyzębnych. W sprzęgłach tych stosuje się zęby niskie ( $h < 2,25m$ ). Uzębienie wewnętrzne o zębach prostych może współpracować z zębami beczułkowatymi, z zębami prostymi bądź beczułkami. **Sprzęgło przegubowe (Cardana)** - jest to sprzęgło umożliwiające łączenie wałów o osiach przecinających się pod kątem różnym od zera. Kąty między osiami mogą być duże i mogą wynosić nawet kilkadziesiąt stopni. Podstawowym elementem tego sprzęgła jest przegub Cardana. Ramiona sztywnego krzyża są ułożyskowane w widełkach osadzonych na końcach wałów. Krzyż wykonuje ruch kulisty umożliwiający przeniesienie napędu z jednego wału na drugi. Ruch wałów nie jest synchroniczny [1].



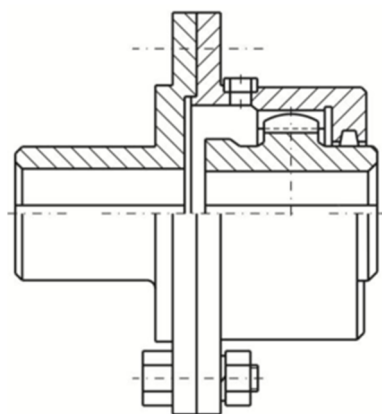
Rys. 6.1 Sprzęgło Oldhama [1]



Rys. 6.2 Sprzęgło samonastawne kłowe [1]



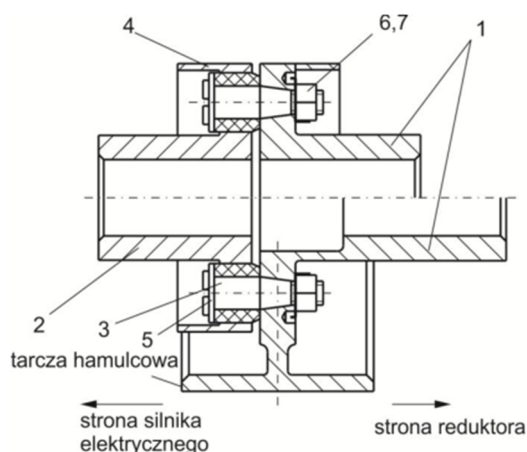
Rys. 6.3 Sprzęgło samonastawne osiowe [1]



Rys. 6.4 Sprzęgła samonastawne jednostronne [1]

### 6.3. Sprzęgła podatne

W sprzęgłach tego typu podstawowym elementem jest łącznik podatny sprężysty, którego zadaniem jest umożliwienie chwilowego względnego obrotu wału biernego w stosunku do wału czynnego. Dzięki tej właściwości zmniejsza się niekorzystny wpływ obciążeń dynamicznych na pracę napędu, łagodzi się wpływ drgań. W sprzęgłach podatnych łączniki wykonuje się najczęściej z gumy lub sprężyn. **Sprzęgło podatne tarczowe sworzniowe z wkładkami gumowymi** – to sprzęgło, w którym podczas chwilowego wzrostu obciążenia wkładki gumowe są ściskane. **Sprzęgła z wkładkami gumowymi** - są to sprzęgła, które stanowią obszerną grupę o różnorodnych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Gumowa wkładka umieszczana jest między występami na członach tarczowych. Występy i przedzielające je kanały mogą być na obwodzie członu lub na jego czołowej powierzchni. Między występami umieszczane są wkładki gumowe. Oprócz sprzęgieł z elementami gumowymi są sprzęgła, gdzie elementem łączącym jest sprężyna wykonana ze stali sprężynowej. Wysoka wytrzymałość stali powoduje, że wymiary sprzęgieł są zdecydowanie mniejsze od sprzęgieł z elementami np. gumowymi. Ponadto cechuje je wysoka trwałość oraz możliwość przenoszenia dużych obciążeń i odporność na zmiany temperatury. Sprężyste łączniki wykonuje się w postaci: płaskich listew, taśm, prętów, przeciętych tulei, a także sprężyn śrubowych. Łączniki te pracują na zginanie, rzadziej na skręcanie. Ułożenie łączników może być: osiowe, promieniowe lub obwodowe [1].



Rys. 6.5 Sprzęgło podatne tarczowe sworzniowe z wkładkami gumowymi [1]



#### 6.4. Sprzęgła włączalne

Sprzęgła włączalne umożliwiają łączenie i rozłączanie wałów podczas pracy (pod obciążeniem). Włączanie i wyłączanie sprzęgła wynika z potrzeby uruchamiania i zatrzymywania zespołu roboczego bez konieczności zatrzymywania mechanizmu napędzającego. **Sprzęgło włączalne kłowe** - w sprzęgle tym jeden z członów osadzony jest na wale w sposób osiowo przesuwany, zaś drugi z członów osadzony jest nieruchomo. Włączenie sprzęgła polega na takim przesunięciu członu przesuwnego, aby kły weszły między siebie i zajęły położenie robocze. Należy pamiętać, że w tego typu sprzęgle włączenie bądź wyłączenie może być zrealizowane w przypadku, gdy oba elementy znajdują się w spoczynku lub przy zrównanych prędkościach kątowych. **Sprzęgło włączalne zębate** - jest to sprzęgło, w którym człony mają nacięte uzębienia, jedno uzębienie wewnętrzne zaś drugi człon zewnętrzne. Sprzęgła te posiadają zęby o zarysach ewolwentowych lub o profilu wielowypustu. Trudności włączania sprzęgieł kształtowych pokonuje się często przez stosowanie synchronizatorów, których celem jest zrównanie prędkości wałów. **Sprzęgła cierne** są sprzęgłami umożliwiającymi łączenie i rozłączanie elementów, pomiędzy którymi przekazywany jest moment obrotowy, przy różnych prędkościach obrotowych. Podstawowe typy sprzęgieł ciernych różnią się kierunkiem i sposobem docisku oraz kształtem, liczbą i materiałem powierzchni ciernych. Wybór materiałów powierzchni ciernych ma duży wpływ na właściwości ruchowe oraz na trwałość sprzęgła. Materiał powierzchni ciernych powinien charakteryzować się następującymi właściwościami: dużym współczynnikiem tarcia, dużą wytrzymałością mechaniczną, dobrą przewodnością cieplną, chroniącą sprzęgło przed przegrzaniem, dużą odpornością na ścieranie, brakiem skłonności do zatarć. **Sprzęgło wielopłytkowe cierne** - to sprzęgło, którego konstrukcja została oparta na sprzęgle jednotarczowym ciernym. Można więc powiedzieć, że jest to zwielokrotnione cierne sprzęgło tarczowe. Sprzęgła wielopłytkowe cierne mogą być włączane: mechanicznie, hydraulicznie, pneumatycznie, elektromagnetycznie. **Sprzęgło odśrodkowe** - to sprzęgło, którego włączenie następuje na skutek działania siły odśrodkowej. Jest to sprzęgło, w którym szczęki, na których znajdują się okładziny cierne, współpracują z wewnętrzną powierzchnią bębna. W stanie spoczynku szczęki utrzymywane są w położeniu wyjściowym przez sprężyny. Podczas ruchu obrotowego siła bezwładności szczęk pokonuje siłę w sprężynach, w skutek czego zaczynają się one zbliżać do powierzchni wewnętrznej bębna. Po przekroczeniu odpowiednio dużej prędkości obrotowej, szczęki zostają dociśnięte do powierzchni wewnętrznej bębna i moment obrotowy z wału zostaje przeniesiony na obudowę sprzęgła [1].

#### Literatura:

1. Homik W., Połowniak P.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Wybrane zagadnienia. Kierunek mechatronika*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2012.