

3.9. Przekładnie zębate

3.9.1. Wiadomości wstępne

Przekładnie mechaniczne to mechanizmy służące do przenoszenia napędu z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany). Najczęściej przenoszenie napędu wiąże się ze zmianami wartości momentu obrotowego lub prędkości obrotowej, a ogólnie – mocy.

Przełożenie kinematyczne i jest to stosunek prędkości kątowej koła czynnego (napędzającego) do prędkości kątowej koła biernego (napędzanego):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.143)$$

gdzie:

- ω_1 – prędkość kątowa koła czynnego [rad/s],
- ω_2 – prędkość kątowa koła biernego [rad/s],
- n_1 – prędkość obrotowa koła czynnego [obr/min],
- n_2 – prędkość obrotowa koła biernego [obr/min].

Przekładnię zmniejszającą prędkość ($\omega_1 < \omega_2$) nazywa się **reduktorem**. Jest nim np. przekładnia główna w samochodzie. Natomiast przekładnię zwiększającą prędkość ($\omega_1 > \omega_2$) określa się mianem **multiplikatora** (przykładem jest tzw. nadbieg w klasycznej trzywałkowej skrzynce biegów). Reduktor zwiększa moment obrotowy przenoszony przez przekładnię, a multiplikator zmniejsza go.

W zależności od sposobu przenoszenia ruchu obrotowego rozróżnia się przekładnie:

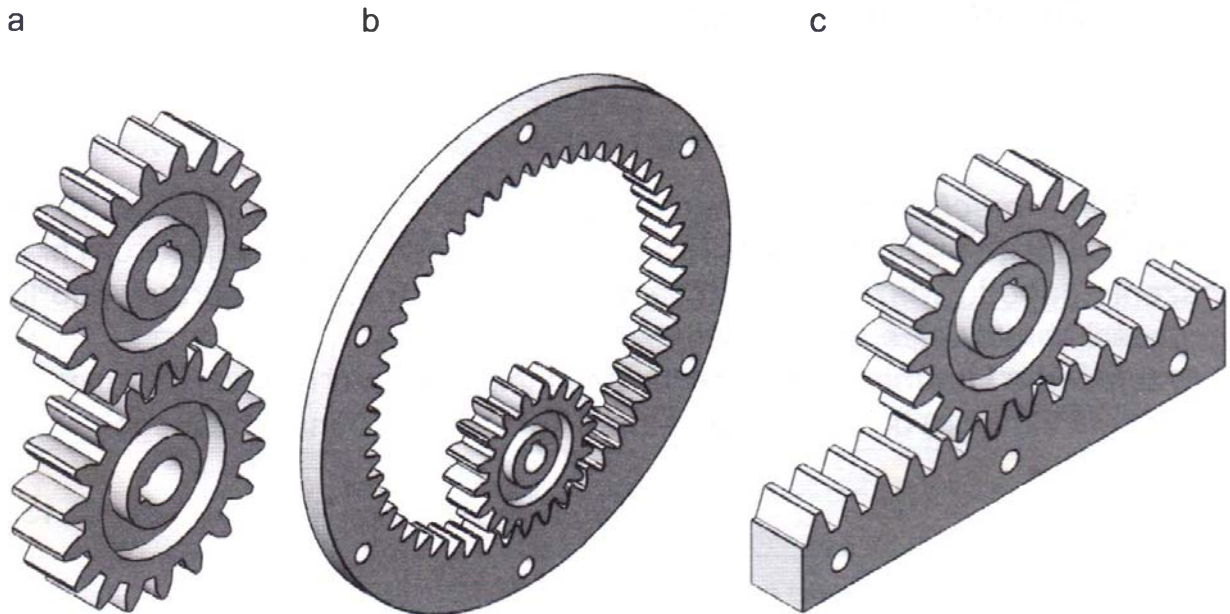
- cierne;
- cięgnowe, w tym:
 - pasowe,
 - łańcuchowe;
- zębate.

3.9.2. Klasyfikacja i charakterystyka przekładni zębatych

Przekładnia zębata składa się co najmniej z dwóch kół zębatych, mogących przenosić ruch, a więc i moment obrotowy. Występuje wiele różnych rodzajów przekładni zębatych.

Ze względu na rodzaj zazębienia rozróżnia się przekładnie o zazębieniu:

- zewnętrznym;
- wewnętrznym;
- koła zębatego z zębatką, w tym:
 - walcowego koła z zębatką prostą,
 - stożkowego koła z zębatką pierścieniową.



Rys. 3.113. Rodzaje zazębień

a – zewnętrzne, b – wewnętrzne, c – koła zębatego z zębatką prostą

W zależności od rodzaju uzębienia kół przekładnie zębate dzieli się na:

- walcowe z kołami o zębach:
 - prostych,
 - skośnych,
 - daszkowych (strzałkowych);
- stożkowe z kołami o zębach:
 - prostych,
 - skośnych,
 - krzywoliniowych (łukowych);
- zębatkowe, w których występuje zębatka stanowiąca wycinek koła zębatego o średnicy dążącej do nieskończoności (okrąg staje się linią prostą).

Ze względu na ruchomość osi rozróżnia się przekładnie zębate o osiach:

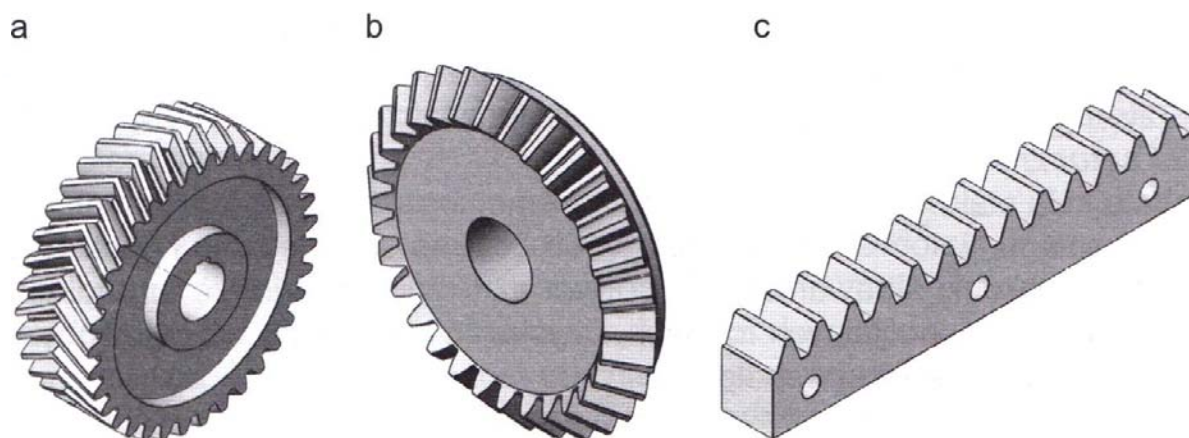
- stałych,
- ruchomych (obiegowe).

Z uwagi na wzajemne położenie osi przekładnie zębate dzieli się na:

- równoległe (mają równoległe osie kół, np. przekładnie walcowe w skrzynce biegów);
- kątowe (mają przecinające się osie kół, np. przekładnie stożkowe);
- wichrowate (mają nieprzecinające się osie kół, np. przekładnia główna hipoidalna oraz ślimakowa przekładnia kierownicza).

Zależnie od rodzaju powierzchni, na której występuje zazębienie, przekładnie zębate można podzielić na:

- czołowe (walcowe i stożkowe),
- śrubowe (ślimakowe walcowe i globoidalne oraz hiperboloidalne walcowe lub stożkowe).



Rys. 3.114. Przykłady rodzajów kół zębatych
 a – koło walcowe o zębach daszkowych, b – koło stożkowe o zębach prostych, c – zębatka

3.9.3. Materiały stosowane na koła zębate

Wybór rodzaju materiału zastosowanego do produkcji koła zębatego zależy od wielu czynników. Podstawowymi wymaganiami dotyczącymi przekładni zębatych są:

- duża niezawodność,
- mały stosunek masy do przenoszonej mocy,
- niskie koszty wykonania i eksploatacji.

Sprostanie podanym wymaganiom nie jest łatwe. Ostateczna jakość wymienionych cech zależy nie tylko od poprawności konstrukcji i jakości wykonania, lecz także od zastosowanych materiałów. Wymagania w stosunku do materiałów używanych na koła zębate dotyczą skomplikowanych warunków pracy, które obejmują przede wszystkim zagrożenia:

- wytrzymałościowe (np. wytrzymałość zmęczeniowa);
- trwałościowe (m.in. twardość powierzchni, możliwość stosowania obróbki cieplnej i cieplno-chemicznej);
- technologiczne, związane z wyborem rodzaju obróbki (np. obróbka skrawaniem z następnym utwardzaniem powierzchni albo odlewanie lub spawanie kół o znacznej wielkości).

Uzyskanie materiału o wysokiej jakości jest bardzo kosztowne, dlatego czynnik ekonomiczny odgrywa bardzo istotną rolę.

Ze względu na stawiane wymagania materiały stosowane na koła zębate podzielono wg ISO na trzy grupy jakościowe:

- ML: materiały bez wysokich wymagań jakościowych, o zakresie badań ograniczonym do podstawowych (kontrola twardości lub pęknięć powierzchniowych);
- MQ: materiały o średniej jakości, poddawane wrywkowej kontroli istotnych cech materiałowych, o umiarkowanym koszcie badań;
- ME: materiały o najwyższej jakości, których wszystkie własności podlegają kontroli, a koszty wytworzenia i badań są wysokie.

Widać więc, że nawet po zastosowaniu podstawowego materiału do produkcji kół zębatych, którym jest **stal** (zwykłej jakości, wyższej jakości lub stopowa),

można spodziewać się znacznie zróżnicowanych kosztów, które najprawdopodobniej zadecydują o wyborze najodpowiedniejszego gatunku. Na koła zębate wykorzystuje się nie tylko różne gatunki stali, lecz także **żeliwo, staliwo i tworzywa sztuczne**.

Zębate koła stalowe najczęściej są odkuwane, a następnie podlegają obróbce skrawaniem. Natomiast koła staliwne lub żeliwne są odlewane i obrabiane za pomocą obróbki skrawaniem. Tworzywa sztuczne prasuje się lub odlewa pod ciśnieniem w specjalnych formach, uzyskując wykonaną „na gotowo” powierzchnię ich późniejszej współpracy.

3.9.4. Metody wytwarzania kół zębatach

Koła zębate stalowe wykonuje się dwoma podstawowymi metodami: obwiedniową i kształtową.

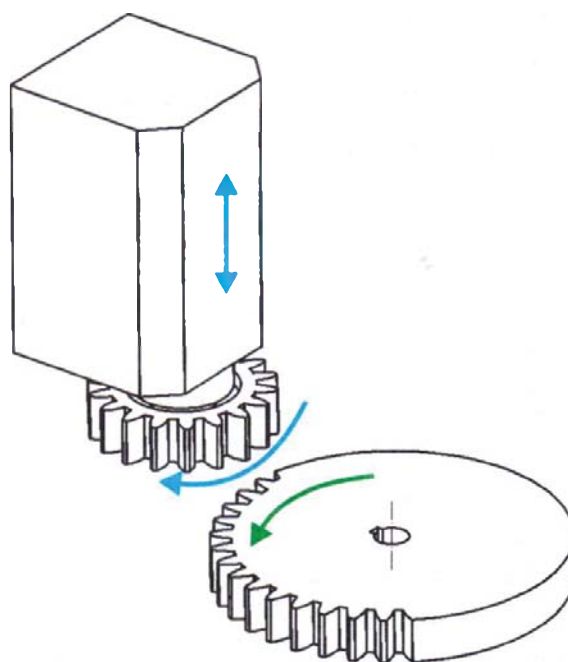
Metody obróbki kształtowej są mało dokładne i wymagają wielu narzędzi o kształtach uzależnionych nie tylko od modułu koła, lecz także od liczby zębów, ponieważ narzędzie ma kształt wrębu między sąsiednimi zębami. Do metod obróbki kształtowej należą: skrawanie modułowym frezem krążkowym, przeciąganie przeciągaczem, odlewanie w formie lub prasowanie z tworzyw sztucznych albo proszków metali w matrycach.

Metody obróbki obwiedniowej są częściej stosowane i polegają na nacinaniu zębów narzędziem wykonującym ruchy robocze skrawające tak, aby zespół obrabianego koła i narzędzia wykonywał ruchy przypominające obtaczanie się dwóch kół zębatach po sobie. Narzędziem może być frez ślimakowy, koło zębate lub zębatka. Możliwe jest również obwiedniowe walcowanie zębów. Szlifowanie, zarówno obwiedniowe, jak i kształtowe, jest obróbką wykańczającą dla zębów zgrubnie wykonanych wymienionymi wcześniej metodami.

Podstawowymi metodami obwiedniowej obróbki skrawaniem kół zębatach są:

- **dłutowanie** narzędziem o kształcie koła zębatach na dłutownicy Fellowsa,
- **struganie** narzędziem o kształcie zębatki na dłutownicy Maaga lub strugarce Sunderlanda,
- **frezowanie** frezem ślimakowym na frezarce obwiedniowej.

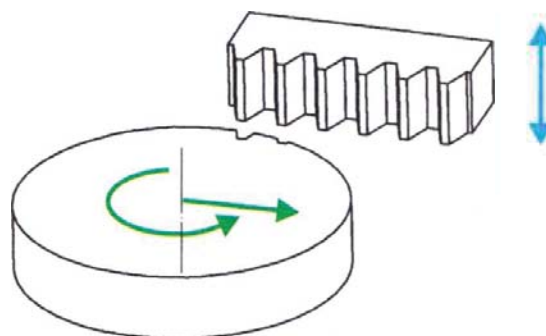
Do produkcji koła zębatach na dłutownicy Fellowsa jest niezbędne narzędzie o kształcie drugiego koła zębatach, które wykonuje ruch obrotowy oraz ruch dłutu- jący (roboczy) i jałowy, jak również ruch dosuwowy na odpowiednią głębokość



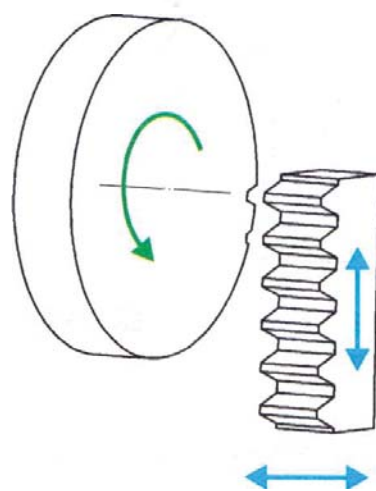
Rys. 3.115. Dłutowanie koła zębatach na dłutownicy Fellowsa

i odsuwający od przedmiotu podczas ruchu jałowego. Koło obrabiane wykonuje ruch obrotowy, który jest ściśle zsynchronizowany z obrotem narzędzia.

W metodzie Maaga narzędzie o kształcie zębátky wykonuje ruch roboczy dłutujący, a koło obrabiane wykonuje ruch obrotowy oraz posuwisty, dając efekt obtaczania się po narzędziu. Po obróbce jednej podziałki następuje przesunięcie koła wstecz o jedną podziałkę i jej skrawanie.



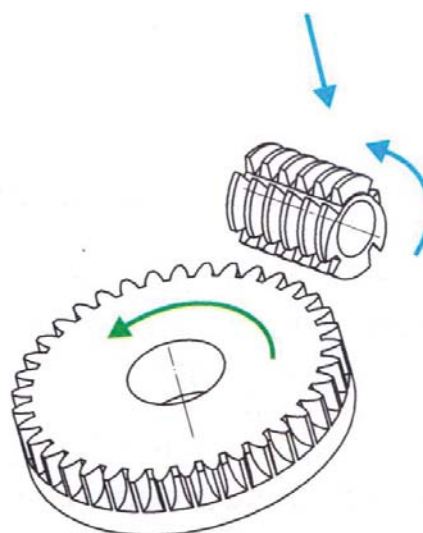
Rys. 3.116. Dłutowanie koła zębatego na dłutownicy Maaga



Rys. 3.117. Struganie koła zębatego na strugarce Sunderlanda

Metoda Sunderlanda jest podobna do metody Maaga, lecz ruch posuwowy wykonuje narzędzie, a nie koło, jak w poprzednio opisanej metodzie. Tak więc ruch powodujący obtaczanie koła po zębátky jest rozłożony na narzędzie i nacinane koło. Po wykonaniu jednego cyklu narzędzie odsuwa się od materiału i cofa się o wartość jednej podziałki.

Frezowanie obwiedniowe różni się od opisanych wcześniej metod. Tym razem narzędziem jest frez ślimakowy, obracający się na obwodzie koła obrabianego. Koło wykonuje tylko ruch obrotowy, zsynchronizowany z ruchem obracającego się freza. Dodatkowo frez ślimakowy wgłębia się w materiał – aż do przejścia przez całą jego szerokość. Jeśli dobierze się odpowiednie pochylenie osi obrotu narzędzia, można nacinąć zęby skośne lub łukowe.



Rys. 3.118. Frezowanie obwiedniowe koła zębatego

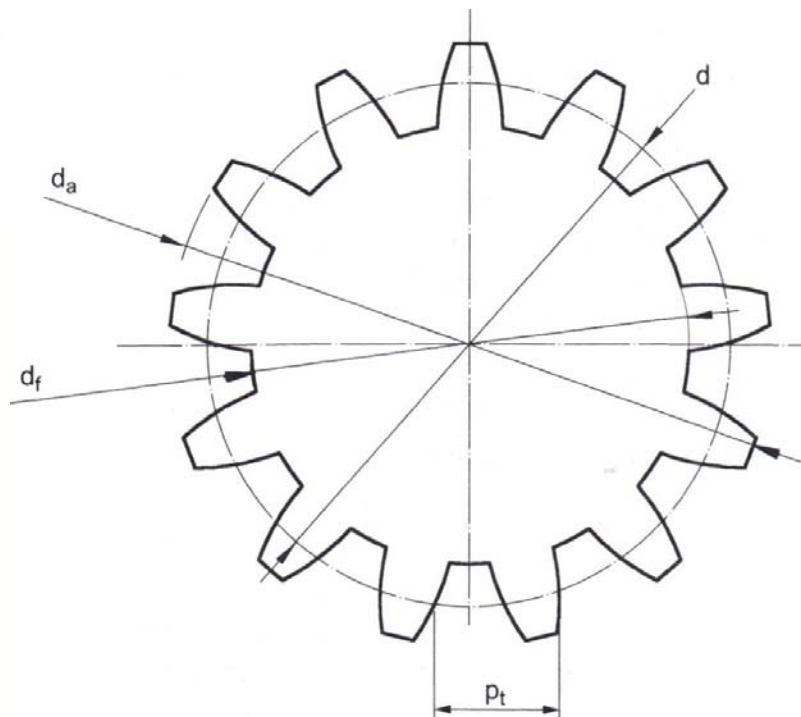
3.9.5. Przekładnie walcowe o zębách prostych

Podstawowe parametry geometryczne

W przekładniach zębatych napęd jest przenoszony poprzez nacisk powierzchni bocznych zębów wykonanych na obwodzie kół współpracujących ze sobą. **Zęby** są ograniczone kołami podstaw o średnicy d_f i wierzchołków o średnicy d_a (rys. 3.119). Wolne przestrzenie między zębami, ograniczone kołami podstaw i wierzchołków, tworzą tzw. **wręby międzyzębne**. Zęby i wręby kół współpracujących uzupełniają się. Współpracujące zęby wzajemnie się po sobie obtaczają, umożliwiając przeniesienie napędu z jednego koła na drugie. Współpracę kół zębatych można przedstawić jako toczenie się bez poślizgu teoretycznie wy-

Rys. 3.119. Koło zębate walcowe z zaznaczonymi podstawowymi wymiarami

obrażalnych kół, tzw. podziałowych, o średnicach – odpowiednio – d_1 oraz d_2 . W przekładniach zębatych zwykle koła podziałowe pokrywają się z kołami tocznymi. Odległość między sąsiednimi zarysami zębów na jednym kole, mierzona na kole podziałowym, nazywa się **podziałką** p_t . Można ją opisać wzorem



$$p_t = \pi \frac{d}{z}$$

(3.144)

gdzie:

d – średnica podziałowa koła,

z – liczba zębów.

Aby uprościć obliczenia i pomiary zębów, przyjęto wielkość zwaną modułem koła zębatego

$$m = \frac{p_t}{\pi}$$

(3.145)

Stąd średnica podziałowa

$$d = m \cdot z$$

(3.146)

Można zatem powiedzieć, że **moduł** jest odcinkiem, który w średnicy podziałowej mieści się tyle razy, ile zębów ma koło. W celu ograniczenia liczby narzędzi do produkcji kół zębatych oraz uproszczenia procesu produkcji moduły są znormalizowane (wg PN-ISO 54:2001). Wartości modułów (w milimetrach) ujęto w normie w dwa szeregi.

Szereg 1. (zalecany): 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 ...

Szereg 2. (dopuszczalny): 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7 ...

Wymiary uzębienia zależą od modułów. Podstawowe wielkości charakterystyczne są opisane następującymi zależnościami.

- Średnica wierzchołków

$$d_a = m(z + 2)$$

(3.147)

- Średnica podstaw

$$d_f = m(z - 2,5) \quad (3.148)$$

- Wysokość głowy zęba

$$h_a = m \quad (3.149)$$

- Wysokość stopy zęba

$$h_f = 1,25m \quad (3.150)$$

- Wysokość zęba

$$h = h_a + h_f = 2,25m \quad (3.151)$$

- Luz wierzchołkowy

$$c = h_a - h_f = 0,25m \quad (3.152)$$

- Luz boczny normalny (międzyzębny), zależny m.in. od dokładności wykonania zębów oraz warunków pracy przekładni, przyjmowany jako

$$j = 0,04m \quad (3.153)$$

- Odległość osi kół współpracujących

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2) \quad (3.154)$$

W podanych wzorach wyraźnie widać, że wprowadzenie modułu znacznie uprościło opis parametrów geometrycznych kół zębatach.

Obliczanie geometryczne kół zębatach polega na doborze liczby zębów z uwagi na przełożenie, założeniu wartości modułu, ustaleniu wymiarów kół i obliczeniu odległości osi kół współpracujących. Dobierając moduł, dąży się do osiągnięcia jak najmniejszych wymiarów przekładni.

Z geometrią kół wiążą się również zdefiniowane poniżej podstawowe pojęcia.

Koła toczne – teoretyczne wyobrażalne koła toczące się po sobie bez poślizgu podczas obrotu współpracujących kół zębatach. Dla normalnych kół zębatach bez korekcji koła toczne odpowiadają kołom podziałowym.

Punkt przyporu – miejsce chwilowego styku zębów, rozpatrywane w płaszczyźnie prostopadłej do osi koła.

Linia przyporu – linia utworzona przez połączenie kolejnych punktów przyporu podczas obrotu kół zębatach.

Kąt przyporu – kąt zawarty między linią przyporu i styczną do obu kół tocznych.

Liczba przyporu (stopień pokrycia) – stosunek długości łuku przyporu do podziałki na kole tocznym albo stosunek długości czynnej linii przyporu do podziałki koła zasadniczego.

W odniesieniu do pary kół zębatach często używa się określeń: koło i zębniak. W tym znaczeniu koło ma większą liczbę zębów (jest więc większym kołem zębatach), a zębniak mniejszą (jest mniejszym kołem zębatach).

Z uwagi na prawidłową współpracę zazębienia współpracujących ze sobą kół określa się minimalną liczbę zębów, przy której nie następuje podcięcie zęba

u podstawy i jego osłabienie. Dla najczęściej stosowanych kątów przyporu α_o podaje się **teoretyczną graniczną liczbę zębów z_g** , przy której nie występuje podcięcie zęba. **Praktyczna graniczna liczba zębów z'_g** dopuszcza niewielkie podcięcie, które nie zmniejszy wytrzymałości. Oblicza się je na podstawie następujących wzorów:

$$z_g = \frac{2}{\sin^2 \alpha_o} \quad (3.155)$$

$$z'_g = \frac{5}{6} z_g \quad (3.156)$$

Graniczne liczby zębów dla najczęściej stosowanych kątów przyporu mają następujące wartości:

- dla $\alpha_o = 20^\circ$: $z_g = 17$ oraz $z'_g = 14$,
- dla $\alpha_o = 15^\circ$: $z_g = 30$ oraz $z''_g = 25$.

Często jest konieczne wykonanie koła zębatego o liczbie zębów mniejszej niż 14. Aby uniknąć podcięcia zęba, stosuje się **przesunięcie zarysu** zębów, polegające na odsunięciu narzędzia od koła nacinanego podczas jego produkcji o wartość X . Jest to tzw. **korekcja uzębienia**. Po podzieleniu wartości przesunięcia zarysu przez moduł otrzymuje się współczynnik przesunięcia zarysu

$$x = \frac{X}{m} \quad (3.157)$$

Wartość współczynnika przesunięcia zarysu ustala się na podstawie zależności

$$x = \frac{z'_g - z}{z'_g} \quad (3.158)$$

gdzie:

- z – liczba zębów koła,
- z'_g – praktyczna graniczna liczba zębów.

Oczywiście, zmieniają się wówczas wymiary koła, które są opisane poniższymi wzorami.

- Średnica wierzchołków

$$d_a = m(z + 2) \pm 2X \quad (3.159)$$

- Średnica podstaw

$$d_f = m(z - 2,5) \pm 2X \quad (3.160)$$

- Wysokość głowy zęba

$$h_a = m \pm X \quad (3.161)$$

- Wysokość stopy zęba

$$h_f = 1,25m \pm X \quad (3.162)$$

W podanych wzorach znak \pm należy traktować jako plus, jeżeli narzędzie jest odsuwane na zewnątrz materiału, lub minus, gdy narzędzie skrawające wchodzi w głąb materiału.

Podczas korekcji ulega zmianie także **średnica koła tocznego** d_w , która nie pokrywa się już ze średnicą podziałową d . Korekcja uzębienia jednego z kół powoduje również zmianę odległości osi kół w przekładni.

Rozróżnia się dwa podstawowe przypadki stosowania kół z przesuniętymi zarysami:

- bez zmiany odległości osi kół w przekładni – korekcja X–X (dawniej P–0),
- ze zmianą odległości osi kół w przekładni – korekcja X+X (dawniej P–P).

Korekcja zazębienia X–X

Korekcja X–X polega na zastosowaniu w kole o mniejszej liczbie zębów dodatniego przesunięcia narzędzia (*na zewnątrz*), a w kole o większej liczbie zębów – ujemnego przesunięcia narzędzia (*do środka*). Wartości obu tych przesunięć są jednakowe, czyli

$$X_1 = -X_2 \quad (3.163)$$

Przy ujemnym przesunięciu zarysu zęba można doprowadzić do podcięcia zębów. Dlatego możliwość zastosowania korekcji X–X wymaga spełnienia dwóch warunków dotyczących:

- praktycznej granicznej liczby zębów

$$z_1 + z_2 \geq 2z'_g \quad (3.164)$$

- teoretycznej granicznej liczby zębów

$$z_1 + z_2 \geq 2z_g \quad (3.165)$$

Jeśli podane warunki nie są spełnione, trzeba zastosować korekcję ze zmianą odległości osi (X+X).

Korekcja zazębienia X+X

Istota korekcji X+X polega na zmianie odległości osi w stosunku do zerowej odległości osi. Korekcję tę stosuje się wówczas, gdy zmiana odległości jest wymagana ze względów konstrukcyjnych (np. w skrzynkach biegów pary kół zębatych muszą mieć jednakową odległość osi) lub nie można zastosować korekcji X–X (suma liczby zębów na obu współpracujących kołach jest mniejsza od podwójnej granicznej liczby zębów). W szczególnych przypadkach stosuje się przesunięcie X+0 (jeśli wystarczy przesunąć zarys zęba tylko w jednym kole).

Pozorna odległość osi a_p – odległość, na którą należy rozsunąć osie obrotu kół zębatych, wynikająca z korekcji obu kół. Jest ona opisana wzorem

$$a_p = a + X_1 + X_2 \quad (3.166)$$

Rzeczywista odległość osi a_r – odległość, którą uzyskuje się po usunięciu nadmiernego luzu obwodowego, powstałego w wyniku zastosowania pozornej od-

ległości osi. Usunięcie nadmiernego luzu polega na zbliżeniu osi o odległość $K = k \cdot m$. Zatem rzeczywistą odległość osi można przedstawić jako

$$a_r = a + X_1 + X_2 - K = a_p - k \cdot m \quad (3.167)$$

Wynika z tego, że wartość zbliżenia osi

$$K = a_p - a_r \quad (3.168)$$

W celu obliczenia zbliżenia osi K wprowadza się współczynnik pozornego rozstawienia osi B_p oraz współczynnik rzeczywistego rozstawienia osi B_r . Wówczas pozorną odległość osi można zapisać jako

$$a_p = a + B_p \cdot a = a(1 + B_p) \quad (3.169)$$

Natomiast rzeczywista odległość osi może być opisana wyrażeniem

$$a_r = a + B_r \cdot a = a(1 + B_r) \quad (3.170)$$

Zbliżenie osi o odległość K powoduje zmniejszenie luzu wierzchołkowego. Jego wartość normalnie jest równa $0,25m$, ale może być zawarta w zakresie $(0,1 \dots 0,3)m$. Jeżeli wartość luzu wierzchołkowego okaże się mniejsza niż $0,1m$, należy ściąć głowy zębów koła o wartość K . Luz wierzchołkowy jest niezbędny do prawidłowej współpracy kół zębatych. Wskutek skrócenia głowy zęba od strony wierzchołka o wartość K uzyskuje się tzw. zęby **korygowane dzikie**.

Obliczenia wytrzymałościowe

Wytrzymałość kół zębatych sprawdza się na:

- zginanie zęba u podstawy,
- naciski powierzchniowe bocznych powierzchni zęba.

Sprawdzając wytrzymałość zęba na zginanie u podstawy, zakłada się najtrudniejsze warunki, którym ząb musi sprostać. Siła oddziaływania między zębami wywołuje największe naprężenia w zębie, gdy jest umieszczona przy jego wierzchołku.

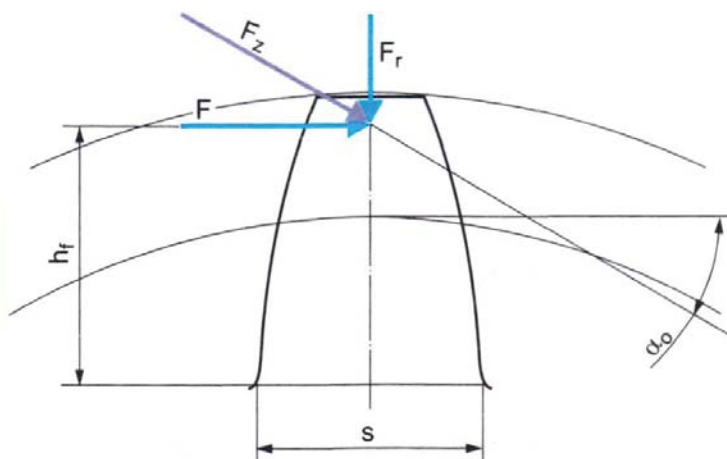
Siła międzyzębna F_z (rys. 3.120) rozkłada się na dwie składowe: F i F_r , z uwagi na to, że kierunek jej działania pokrywa się z linią przyporu ustawioną pod kątem przyporu α_o .

Wartość siły obwodowej F można obliczyć na podstawie momentu przenieszonego przez przekładnię

$$F = \frac{2M_o}{d} \quad (3.171)$$

gdzie:

M_o – moment obrotowy,
 d – średnica podziałowa koła zębatego.



Rys. 3.120. Rozkład sił działających na ząb prosty

Do obliczeń są niezbędne wymiary h_f i s oraz szerokość uzębienia b . Dla uproszczenia obliczeń przyjmuje się współczynnik kształtu zęba

$$q = \frac{6m \cdot h_f}{s^2} \quad (3.172)$$

Wartości współczynnika q są podawane w tabelach dla koła, w zależności od jego liczby zębów oraz przesunięcia zarysu zęba.

Wzór na naprężenia zginające ma postać

$$\sigma_g = \frac{F \cdot q}{b \cdot m} \leq k_{gi} \quad (3.173)$$

gdzie:

F – siła obwodowa,

q – współczynnik kształtu zęba,

b – szerokość uzębienia w mm,

m – moduł koła.

Przyjmuje się zależność między szerokością uzębienia i modułem, którą wyraża się współczynnikiem

$$\lambda = \frac{b}{m}$$

Współczynnik $\lambda = 5 \dots 20$, przy czym większe wartości dotyczą większej dokładności wykonania uzębień.

Siła F stanowi obciążenie statyczne. Podczas pracy w przekładni występują jeszcze *nadwyżki dynamiczne*, wynikające z nieciągłej współpracy zębów podczas pracy przekładni. Należy uwzględnić również *przeciążenia*, czyli chwilowe wzrosty obciążenia przekładni, wynikające z charakteru pracy maszyny. Przeciążenia występują m.in. podczas uruchamiania i hamowania silnika. Po uwzględnieniu podanych czynników, obciążenie obliczeniowe można przedstawić jako

$$F_{obl} = \frac{F \cdot K_p \cdot K_v}{K_\varepsilon} \quad (3.174)$$

gdzie:

K_p – współczynnik przeciążenia ($K_p = 1 \dots 2$),

K_v – współczynnik nadwyżek dynamicznych wyrażany w zależności od prędkości obwodowej ($K_v = 1,25 \dots 2,3$),

K_ε – współczynnik zależny od liczby przyporu.

Dla najczęściej występującego w kołach zębatych kąta przyporu $\alpha_o = 20^\circ$:

– gdy liczba przyporu $\varepsilon < 2$, przyjmuje się $K_\varepsilon = 1$;

– gdy liczba przyporu $\varepsilon \geq 2$, przyjmuje się $K_\varepsilon = 2$.

Nadwyżki dynamiczne zależą od dokładności wykonania uzębienia oraz prędkości obwodowej kół. Ze wzrostem prędkości kół wszelkie błędy i niedokładności powodują nierównomierną pracę uzębienia oraz zmiany chwilowej prędkości. Wywołuje to powstawanie sił bezwładności, obciążających dodatkowo zęby.

Po przekształceniach otrzymuje się wzór na wartość modułu z warunku wytrzymałościowego na zginanie

$$m \geq \sqrt{\frac{F_{obl} \cdot q}{\lambda \cdot K_{gj}}} \quad (3.175)$$

Wielkością charakterystyczną dla przekładni jest przenoszony obliczeniowy moment obrotowy, który wyznacza się analogicznie do siły obliczeniowej

$$M_{obl} = \frac{M \cdot K_p \cdot K_v}{K_\varepsilon} \quad (3.176)$$

Zatem moduł

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q}{\lambda \cdot z \cdot k_{gj}}} \quad (3.177)$$

Z doświadczenia wynika, że **obliczenie modułu z warunku na zginanie wystarczy wykonać dla zębniaka, czyli mniejszego koła.**

Sprawdzanie nacisków powierzchniowych bocznych powierzchni zęba. Z uwagi na specyfikę współpracy zębów nie można użyć ogólnych wzorów na naciski powierzchniowe. Powstające na powierzchni zęba naprężenia stykowe p_{max} oblicza się wg wzoru Hertza

$$p_{max} = C \sqrt{\frac{F_{obl}}{b \cdot d_1} \left(1 \pm \frac{1}{i}\right)} \leq k_o \quad (3.178)$$

gdzie:

k_o – dopuszczalne naciski powierzchniowe [MPa],

F_{obl} – siła obliczeniowa [N],

b – czynna szerokość uzębienia [mm],

d_1 – średnica podziałowa koła zębatego [mm],

i – przełożenie,

C – współczynnik zależny od rodzaju materiału kół i kąta przyporu; przy kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$:

– $C = 478,2$ dla kół stalowych ($E = 210\,000$ MPa, $\nu = 0,35$),

– $C = 308,4$ dla kół żeliwnych ($E = 90\,000$ MPa, $\nu = 0,25$).

Wartość dopuszczalnych nacisków jednostkowych można obliczyć w sposób przybliżony na podstawie wzoru

$$k_o = \frac{5HB}{W} \quad (3.179)$$

gdzie:

HB – twardość dla materiału koła wg skali Brinella,

W – współczynnik zależny od prędkości obrotowej n i czasu pracy T przekładni, mający wartość 1,3 do 5, przy czym mniejsze wartości dotyczą mniejszych prędkości obrotowych i krótszego czasu pracy.

W przekładniach zębatych bardzo istotne znaczenie ma smarowanie kół. Dobór właściwego sposobu smarowania oraz właściwości oleju smarnego umożliwia uzyskanie podczas pracy zjawiska klina smarnego (warstwa smaru rozdzielająca powierzchnie współpracujących zębów), co przedłuża czas eksploatacji, a także umożliwia zmniejszenie modułu, a więc i zewnętrznych wymiarów kół w przekładni.

3.9.6. Przekładnie walcowe o zębach skośnych i daszkowych

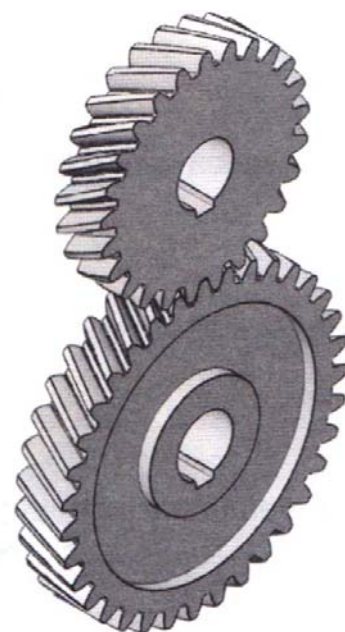
Podstawowe parametry geometryczne

Zęby proste są łatwe do wykonania. Niestety, koła o zębach prostych mają wiele wad, których nie wykazują koła o zębach skośnych, daszkowych lub łukowych. Zaletami tego rodzaju kół (rys. 3.121) są:

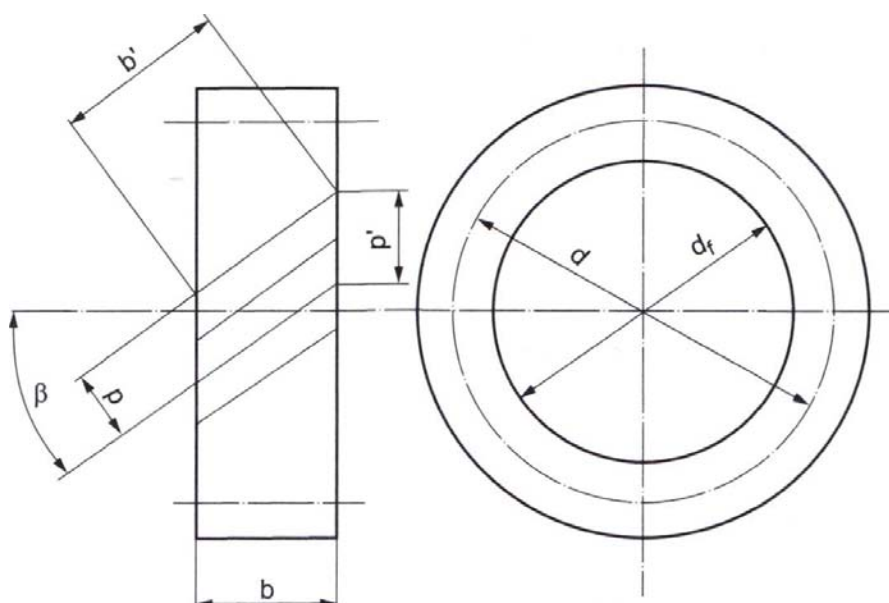
- płynna współpraca zębów,
- cichobieżność,
- zdolność przenoszenia dużych obciążeń,
- możliwość regulacji rozstawu osi przez zmianę kąta pochylenia linii zęba.

Sposób obliczeń kół walcowych o zębach skośnych i daszkowych jest podobny do obliczeń kół o zębach prostych. Dochodzi jednak bardzo istotny parametr – **kąt pochylenia linii zęba β** (rys. 3.122), który ma wpływ zarówno na geometrię, jak i wytrzymałość zębów.

Wymiary koła rozpatruje się w dwóch płaszczyznach: czołowej (prostopadłej do osi koła) oraz normalnej (prostopadłej do linii zęba). Stąd dwa moduły: normalny m i czołowy m_p , oraz dwie podziałki: normalna p i czołowa p_p . Zależności między nimi są następujące:



Rys. 3.121. Przekładnia zębata z kołami walcowymi o zębach skośnych



Rys. 3.122. Podstawowe wymiary geometryczne koła zębatego o zębach skośnych

$$\rho_t = \frac{\rho}{\cos \beta} \quad (3.180)$$

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \quad (3.181)$$

Średnice kół skośnych mierzy się w płaszczyźnie czołowej i oblicza wg poniższych wzorów.

- Średnica podziałowa

$$d = m_t \cdot z = \frac{m}{\cos \beta} z \quad (3.182)$$

- Średnica wierzchołków

$$d_a = d + 2h_a = m \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right) \quad (3.183)$$

- Średnica podstaw

$$d_f = d - 2h_f = m \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right) \quad (3.184)$$

- Ewentualne korekcje przelicza się i wykonuje podobnie jak dla zębów prostych z tą różnicą, że graniczną liczbę zębów bez podcięcia oblicza się za pomocą wzoru

$$z_{g\beta} = z_g \cdot \cos^3 \beta \quad (3.185)$$

gdzie:

$z_{g\beta}$ – graniczna liczba zębów koła o zębach skośnych,

z_g – graniczna liczba zębów koła o zębach prostych.

Ponieważ $\cos \beta$ przybiera wartości mniejsze od jedności, można się spodziewać, że minimalna dopuszczalna liczba zębów będzie mniejsza niż przy zębach prostych, a całkowita liczba przyporu ε_c wzrośnie, gdyż zawiera dwie składowe

$$\varepsilon_c = \varepsilon + \varepsilon_s \quad (3.186)$$

gdzie:

ε – liczba przyporu dla koła o zębach prostych,

ε_s – skokowa liczba przyporu obliczana z zależności

$$\varepsilon_s = \frac{b \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi} \quad (3.187)$$

- Odległość osi oblicza się wg wzoru

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_t(z_1 + z_2) \quad (3.188)$$

Obliczenia wytrzymałościowe

W obliczeniach wytrzymałościowych kół o zębach skośnych i daszkowych korzysta się z takich samych wzorów jak dla zębów prostych, lecz rozważa się **koło zastępcze**, czyli teoretyczne koło styczne do elipsy powstałej w przekroju koła prostopadłym do linii zęba.

Zastępcza liczba zębów

$$z_z = \frac{z}{\cos^2 \beta} \quad (3.189)$$

Pozostałe wzory nie ulegają zmianie.

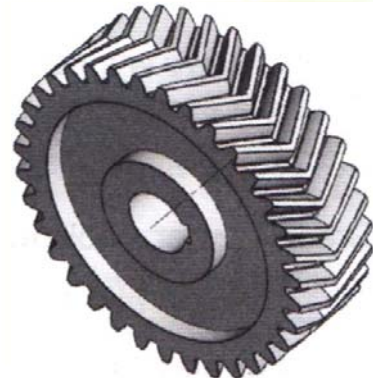
Wartość modułu obliczonego z warunku na zginanie zęba

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot z \cdot k_{gf}}} \quad (3.190)$$

Warunek dla nacisków powierzchniowych

$$p_{max} = C \sqrt{\frac{F_{obl}}{b \cdot d} \left(1 \pm \frac{1}{i}\right)} \leq k_e \quad (3.191)$$

Zęby daszkowe (rys. 3.123) to nic innego jak złożone ze sobą dwa koła zębate o zębach skośnych, rysowane jak w lustrzanym odbiciu. Kąty pochylenia linii zębów są takie same, tylko jedno koło jest lewo-, a drugie prawoskrętne. Dzięki temu eliminuje się siły poosiowe w wałach, na których są osadzone koła. Upraszcza to łożyskowanie przekładni. Możliwe jest również zwiększenie kąta pochylenia linii zęba w stosunku do kół o zębach skośnych.



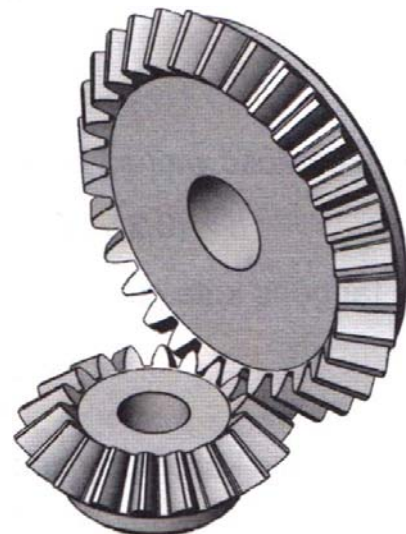
Rys. 3.123. Koło zębate walcowe z uzębieniem daszkowym

3.9.7. Przekładnie stożkowe

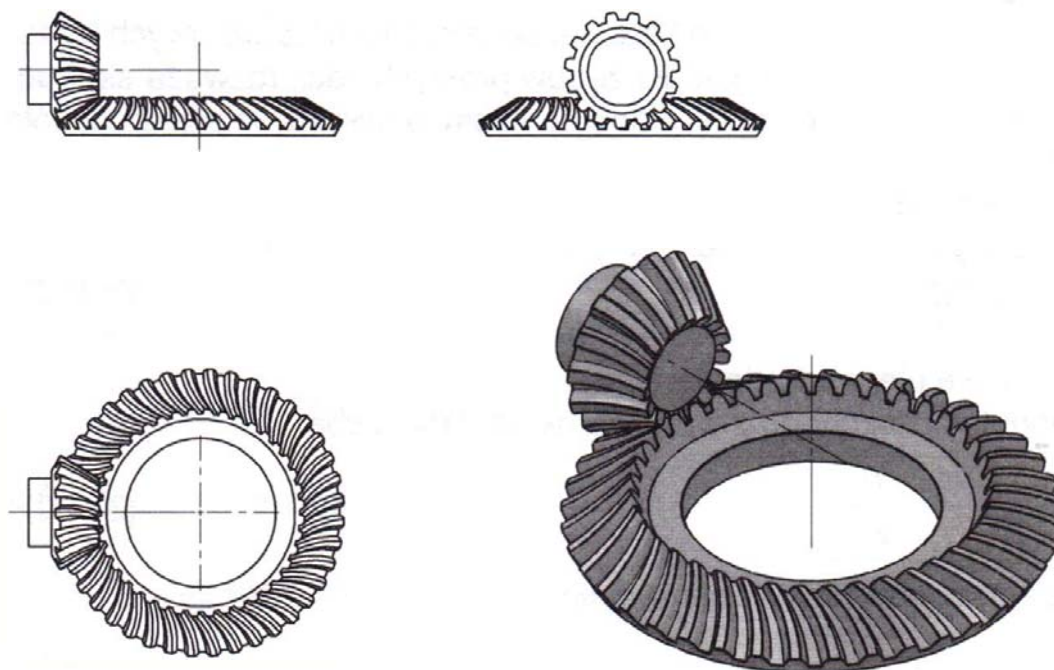
Podstawowe parametry geometryczne

Przekładnie kątowe (rys. 3.124, 3.125) to przekładnie, w których osie kół zębatych przecinają się pod pewnym kątem (najczęściej jest to kąt prosty), stanowiącym sumę kątów stożków podziałowych. Koła stożkowe wykonuje się w materiale o kształcie stożka ściętego. Zarys zębów jest ewolwentowy, jak przy kołach walcowych, lecz wymiary zębów zmieniają się wzdłuż stożka. Zęby mogą być proste, skośne lub łukowe.

Podstawowe wymiary geometryczne koła oblicza się w odniesieniu do średnicy zewnętrznej. Natomiast obliczenia wytrzymałościowe wymagają wprowadzenia średnicy średniej.



Rys. 3.124. Przekładnia z kołami stożkowymi o zębach prostych



Rys. 3.125. Rysunek poglądowy stożkowego koła zębatego o zębach łukowych

Podstawowe wymiary kół zębatych stożkowych pokazano na rysunku 3.126.

- Średnica podziałowa

$$d_e = m \cdot z \quad (3.192)$$

- Średnica wierzchołków

$$d_{ae} = m(z + 2 \cos \delta) \quad (3.193)$$

- Średnica podstaw

$$d_{fe} = m(z - 2,5 \cos \delta) \quad (3.194)$$

- Długość tworzącej stożka podziałowego

$$R_c = \frac{d_e}{2 \sin \delta} \quad (3.195)$$

- Szerokość wieńca b uzębienia; przyjmuje się

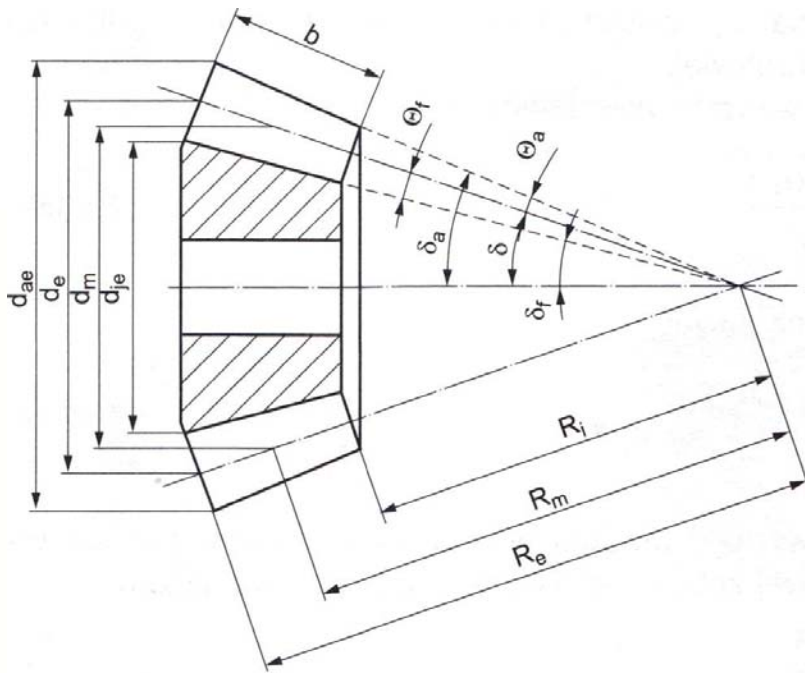
$$b = (0,25 \dots 0,33) R_e \quad (3.196)$$

- Tangens kąta głowy zęba

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e} = \frac{2 \sin \delta}{z} \quad (3.197)$$

- Tangens kąta stopy zęba

$$\operatorname{tg} \theta_r = \frac{h_{fe}}{R_e} = \frac{2,5 \sin \delta}{z} \quad (3.198)$$



Rys. 3.126. Podstawowe wymiary stożkowego koła zębatego o zębach prostych

- Kąt stożka wierzchołków zębów

$$\delta_a = \delta + \theta_a \quad (3.199)$$

- Kąt stożka podstaw zębów

$$\delta_f = \delta - \theta_f \quad (3.200)$$

Obliczenia wytrzymałościowe

Obliczenia wytrzymałościowe oraz ewentualne korekcje zębów wykonuje się tak, jak dla kół walcowych. Wprowadza się zastępcze koło walcowe, które zastępuje koło stożkowe. Podstawowe wymiary dla takiego koła oblicza się za pomocą następujących zależności:

- średnica podziałowa koła zastępczego

$$d_{ez} = \frac{d_e}{\cos \delta} \quad (3.201)$$

- zastępcza liczba zębów koła stożkowego

$$z_z = \frac{z}{\cos \delta} \quad (3.202)$$

- graniczna liczba zębów dla koła stożkowego

$$z_{gs} = z_g \cdot \cos \delta \quad (3.203)$$

gdzie z_g – graniczna liczba zębów dla koła walcowego o takim samym kącie przyporu.

W obliczeniach wytrzymałościowych stosuje się takie same wzory, jak przy obliczaniu kół zębatych walcowych o zębach skośnych. Ponieważ wartość modułu

jest zmienna, w obliczeniach należy posługiwać się modułem średnim m_m obliczanym na średniej średnicy podziałowej.

Średni moduł, obliczony z warunku na zginanie zęba

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q \cdot \cos \delta}{\lambda \cdot z \cdot k_{gj}}} \quad (3.204)$$

Natomiast naciski powierzchniowe

$$p_{max} = C \sqrt{\frac{F_{obl} \cdot \cos \delta}{b \cdot d_m} \left(1 + \frac{1}{i^2}\right)} \leq k_o \quad (3.205)$$

Późniejsze przejście na wartość modułu normalnego, mierzonego na zewnętrznej powierzchni czołowej zębów, odbywa się na podstawie wzoru

$$m = m_m \frac{z + \lambda \cdot \sin \delta}{z} \quad (3.206)$$

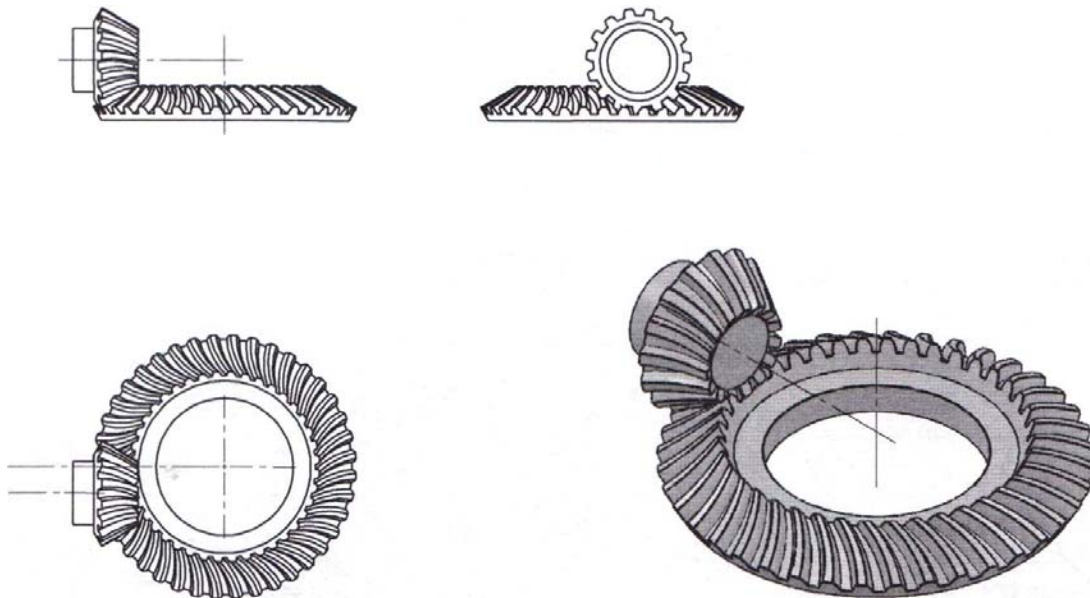
3.9.8. Przekładnie zębate śrubowe

W przekładniach zębatych śrubowych osie nie leżą w jednej płaszczyźnie (są wichrowate). W zależności od kształtu powierzchni toczonech rozróżnia się zębate przekładnie śrubowe:

- walcowe, mające walcowe powierzchnie toczone obu kół;
- stożkowe, zwane hipoidalnymi, które mają stożkowe powierzchnie toczone obu kół;
- ślimakowe zwykłe, w których występują ślimak i ślimacznicca (o wklęsłej powierzchni zewnętrznej uzębionego wieńca);
- ślimakowe globoidalne, ze ślimakiem o wklęsłej powierzchni wieńca ślimaka i ślimacznicy.

Przekładnie walcowe śrubowe często są nazywane przekładniami śrubowymi. Współpracują w nich ze sobą dwa koła walcowe o zębach śrubowych. Niestety, z uwagi na punktową współpracę kół występują w nich bardzo duże naciski jednostkowe. Ogranicza to znacznie zastosowanie tych przekładni – ze względu na intensywne zużycie i małą sprawność. Najczęściej występują one w urządzeniach przenoszących małe momenty i siły, np. w urządzeniach pomiarowych, liczących, sterujących. Spośród nielicznych zalet przekładni śrubowych można wymienić możliwość przesuwania kół wzdłuż osi wałów (co ułatwia montaż) oraz dużą cichobieżność. Przekładnie te mają niewielkie przełożenia, najczęściej mniejsze niż 4. W pojazdach samochodowych stosuje się je w napędzie wałka aparatu zapłonowego i napędzie licznika kilometrów.

Przekładnie hipoidalne są znacznie częściej stosowane w pojazdach samochodowych. Są to stożkowe przekładnie śrubowe. Składają się z dwóch kół stożkowych o zębach krzywoliniowych, najczęściej łukowo-kołowych. Bardzo często



Rys. 3.127. Rysunek poglądowy przekładni hipoidalnej

wykorzystuje się je jako przekładnie główne w klasycznych układach przeniesienia napędu. Przesunięcie osi oraz zastosowanie łukowych linii zębów umożliwiają ułożyskowanie wału zębniaka po obu stronach zazębienia, dzięki czemu konstrukcja jest sztywniejsza. Przekładnie hipoidalne mają także inne zalety, m.in. są cichobieżne oraz ich zęby szybko się docierają.

Zastosowanie przekładni hipoidalnej w moście napędowym umożliwia obniżenie środka ciężkości pojazdu. Niestety, geometryczny charakter zazębienia oraz duże obciążenia wymagają specjalnych smarów hipoidalnych, które zapobiegają zacieraniu się zębów oraz są odporne na naciski powierzchniowe.

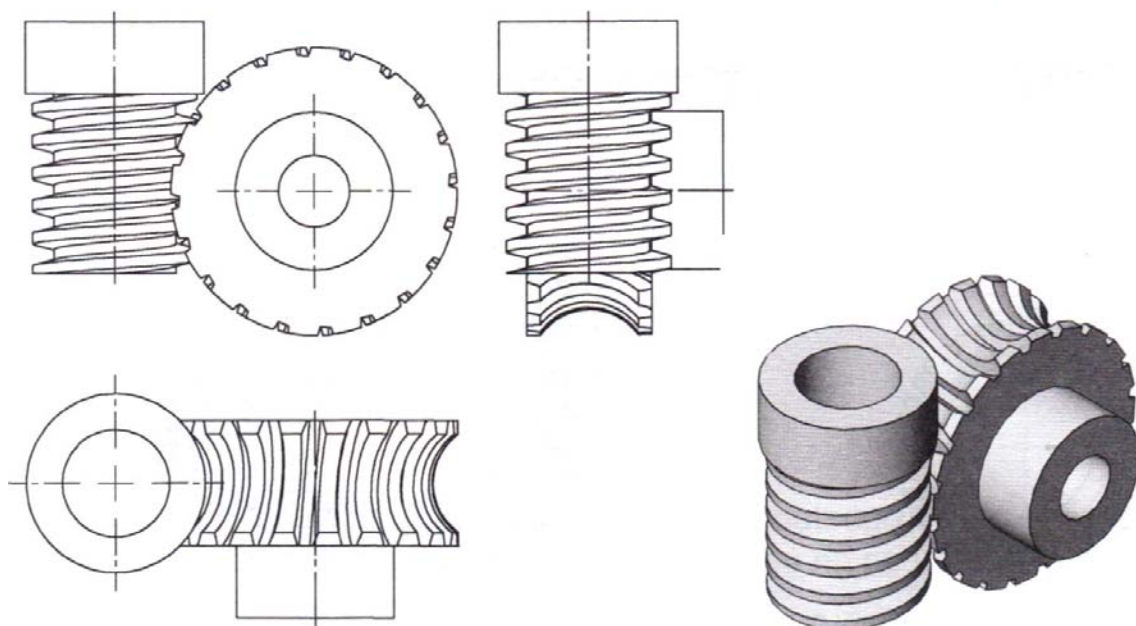
Obliczenia geometryczne i wytrzymałościowe przeprowadza się na podstawie instrukcji firm produkujących maszyny do ich obróbki (np. firmy Gleason).

3.9.9. Przekładnie ślimakowe

Przekładnia ślimakowa łączy w sobie cechy przekładni walcowej oraz połączenia śrubowego. Jest ona najpopularniejszym typem przekładni o osiach wchrowatych. Składa się ze ślimaka i ślimacznicy (koła ślimakowego), których osie tworzą kąt 90° . Ślimak jest kołem zębatym o małej liczbie zwojów, przypominającym wyglądem śrubę, natomiast ślimacznica to współpracujące ze ślimakiem koło zębate o wklęsłej zewnętrznej powierzchni uzębienia.

Rozróżnia się **przekładnie ślimakowe walcowe** (rys. 3.128, 3.129), w których ślimak przypomina wyglądem śrubę, oraz **globoidalne** (rys. 3.130), ze ślimakiem zwężonym w środkowej części, podobnym do ogryzka jabłka.

Podczas obracania się ślimaka jego zwoje pociągają za sobą zęby ślimacznicy. Ślimaki wykonuje się ze stali, natomiast ślimacznice z brązu, a przy małych prędkościach obrotowych i niewielkich obciążeniach – ze stopów aluminium lub cynku albo z żeliwa.



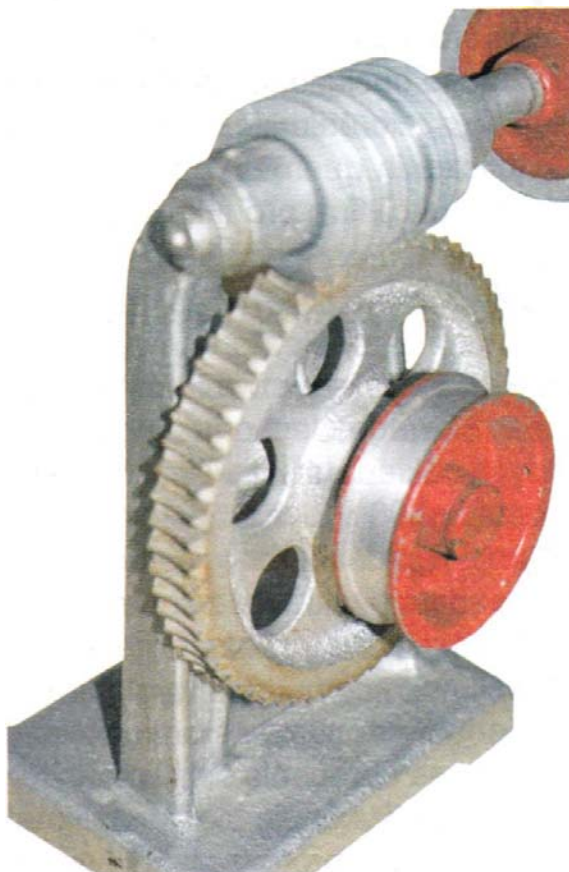
Rys. 3.128. Rysunek poglądowy przekładni ślimakowej walcowej

Porównując przekładnie ślimakowe ze zwykłymi zębatymi, można wymienić wiele ich zalet, jak:

- płynność zazębienia,
- duże przełożenie,
- cichobieżność,
- zwartość budowy,
- możliwość uzyskania przekładni samohamownej,
- możliwość przenoszenia znacznych obciążeń,
- liniowy styk współpracujących zębów zmniejszający ich zużycie.

Niestety, przekładnie ślimakowe mają wady, którymi są:

- mała sprawność,
- konieczność stosowania drogich materiałów, np. brązu,
- utrudnione wykonanie i pomiary (zwłaszcza ślimacznicy),
- konieczna duża dokładność wykonania oraz montażu.



Rys. 3.129. Przekładnia ślimakowa



Rys. 3.130.
Przekładnia
globoidalna

Obliczenia rozpoczyna się od określenia przełożenia przekładni ślimakowej

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.207)$$

Przełożenia nie można podawać jako stosunku średnic ślimaka i ślimacznicy.

W zależności od kąta wzniosu linii zwoju ślimaka γ przekładnie ślimakowe mogą być samohamowne (wówczas można przekazywać napęd od ślimaka do ślimacznicy, a w przeciwną stronę przekładnia się blokuje) lub niesamohamowne. Jeżeli kąt wzniosu linii zwoju ślimaka jest mniejszy niż kąt tarcia ρ , przekładnia jest samohamowna.

Sprawność przekładni ślimakowej jest określona wzorem

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad (3.208)$$

gdzie:

ρ – kąt tarcia zależny od materiałów, z których wykonano ślimak i ślimacznice
($\operatorname{tg} \rho = \mu$)

γ – kąt wzniosu linii zwoju (pochylenia linii zębów) ślimaka,

μ – współczynnik tarcia ślizgowego.

Obliczenia uzębienia ślimaka i ślimacznicy opierają się na dwóch podstawowych parametrach: module osiowym m_x oraz wskaźniku średnicowym q , które są związane zależnością

$$q = \frac{d_1}{m_x} \quad (3.209)$$

gdzie d_1 – średnica podziałowa ślimaka.

Wprowadzenie wskaźnika średnicowego miało na celu zmniejszenie liczby narzędzi niezbędnych do obróbki ślimakowych kół zębatych.

Wymiary ślimaka określa się według poniższych wzorów.

Kąt wzniosu linii zwoju ślimaka

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\rho_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{\rho \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1}{q} \quad (3.210)$$

gdzie:

ρ_z – skok zwoju,

ρ – podziałka osiowa ślimaka,

z_1 – liczba zębów ślimaka.

- Skok zwoju

$$\rho_z = \rho \cdot z_1 = \pi \cdot m_x \cdot z_1 \quad (3.211)$$

- Podziałka osiowa

$$\rho = \pi \cdot m_x \quad (3.212)$$

- Wysokość głowy zęba

$$h_{a1} = m_x \quad (3.213)$$

- Wysokość stopy zęba

$$h_{f1} = 1,25m_x \quad (3.214)$$

- Wysokość zęba

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2,25m_x \quad (3.215)$$

- Średnica podziałowa

$$d_1 = q \cdot m_x \quad (3.216)$$

- Średnica wierzchołków

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_x(q + 2) \quad (3.217)$$

- Średnica podstaw

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m_x(q - 2,5) \quad (3.218)$$

- Długość ślimaka

$$L = 4\rho \quad (3.219)$$

Wymiary ślimaka są obliczane w przekroju osiowym, a wymiary ślimacznicy – w przekroju czołowym.

Wymiary ślimacznicy oblicza się na podstawie poniższych zależności.

- Średnica podziałowa

$$d_2 = m_x \cdot z_2 \quad (3.220)$$

- Średnica wierzchołków

$$d_{a2} = m_x(z_2 + 2) \quad (3.221)$$

- Średnica podstaw

$$d_{r2} = m_x(z_2 - 2,5) \quad (3.222)$$

- Szerokość zębów ślimacznicy

$$b = 2m_x\sqrt{q+1} \quad (3.223)$$

Odległość między osiami przekładni ślimakowej wyznacza się ze wzoru

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_x(q + z_2) \quad (3.224)$$

Obliczenia wytrzymałościowe przebiegają podobnie jak dla kół zębatych, z tym że wykonuje się je dla ślimacznicy, ponieważ ma ona mniejszą wytrzymałość. Jeżeli przekładnia ślimakowa pracuje z prędkościami mniejszymi niż 2 m/s, obliczenia przeprowadza się na podstawie warunków na zginanie i naciski powierzchniowe. Natomiast przekładnie pracujące z prędkościami przekraczającymi 2 m/s oblicza się z warunku na nagrzewanie.

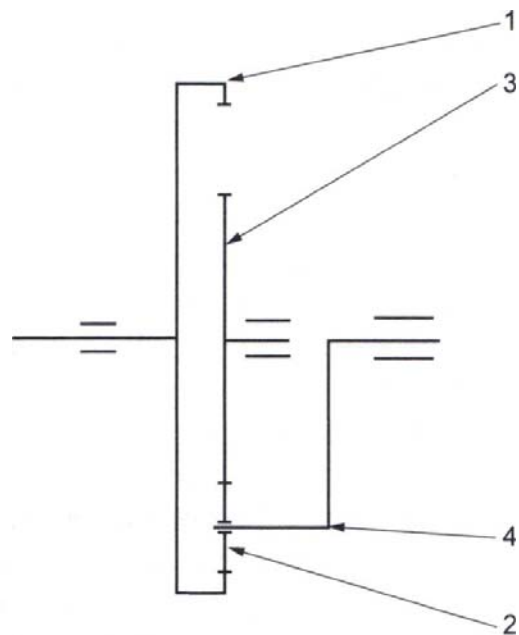
3.9.10. Przekładnie obiegowe i specjalne

Przekładnie obiegowe charakteryzują się ruchomą osią co najmniej jednego koła zębatego względem obudowy przekładni. Ogólnie dzieli się je na **planetarne** i **różnicowe**. W pojazdach samochodowych przekładnie planetarne stosuje się w zwolnicach oraz automatycznych skrzynkach biegów. Natomiast przykładem zastosowania przekładni różnicowych jest międzyosiowy mechanizm różnicowy.

Typowa **przekładnia planetarna** składa się:

- z koła centralnego (słonecznego) o uzębieniu zewnętrznym,
- z koła pierścieniowego (wieńcowego) o uzębieniu wewnętrznym,
- z jednego lub kilku satelitów o uzębieniu zewnętrznym, połączonych jarzmem.

Każdy z tych trzech elementów może być napędzający, napędzany lub unieruchomiony. Przy jednej zwartej konstrukcji istnieje więc możliwość wykorzystania trzech przełożeń, przełączanych dzięki zastosowaniu sprzęgieł i hamulców w sposób ciągły, bez przerywania przekazywania napędu. Dodatkowymi zaletami takiej przekładni są cichobieżność oraz – z uwagi na korzystny rozkład obciążeń – duża wytrzymałość. Niestety, produkcja skrzynek planetarnych jest trudna i kosztowna. Zasadę działania najprostszej przekładni pokazano na schemacie na rysunku 3.131.



Rys. 3.131. Schemat prostej przekładni planetarnej
 1 – koło pierścieniowe (indeks w),
 2 – satelita (indeks s), 3 – koło słoneczne (indeks c), 4 – jarzmo satelitów (indeks j)

W prostej przekładni planetarnej można uzyskać następujące przełożenia:
 – przy nieruchomym kole pierścieniowym

$$i = 1 + \frac{z_w}{z_c} \quad (3.225)$$

– przy nieruchomym kole słonecznym

$$i = 1 + \frac{z_c}{z_w} \quad (3.226)$$

– przy nieruchomym jarzmie satelitów

$$i = \frac{z_{iv}}{z_c} \quad (3.227)$$

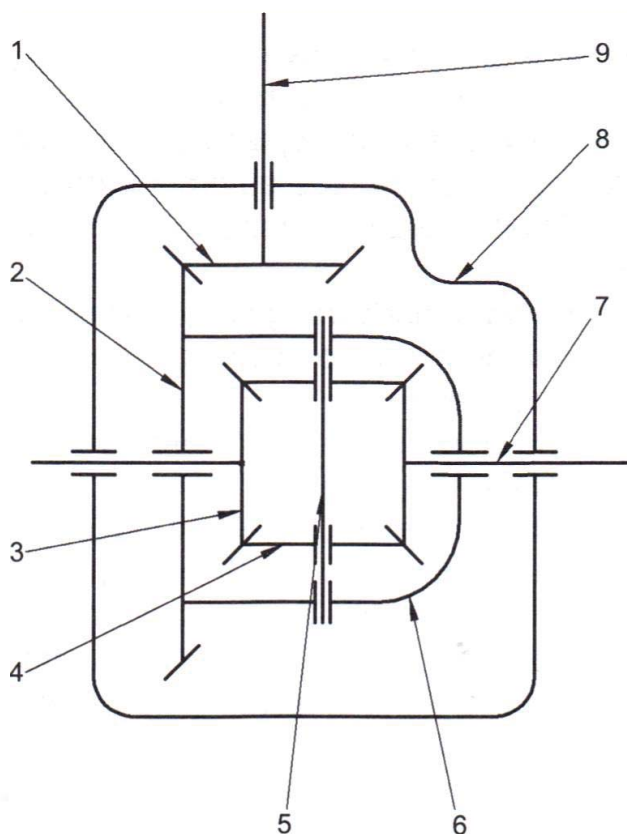
gdzie:

i – przełożenie,

z_w – liczba zębów koła pierścieniowego,

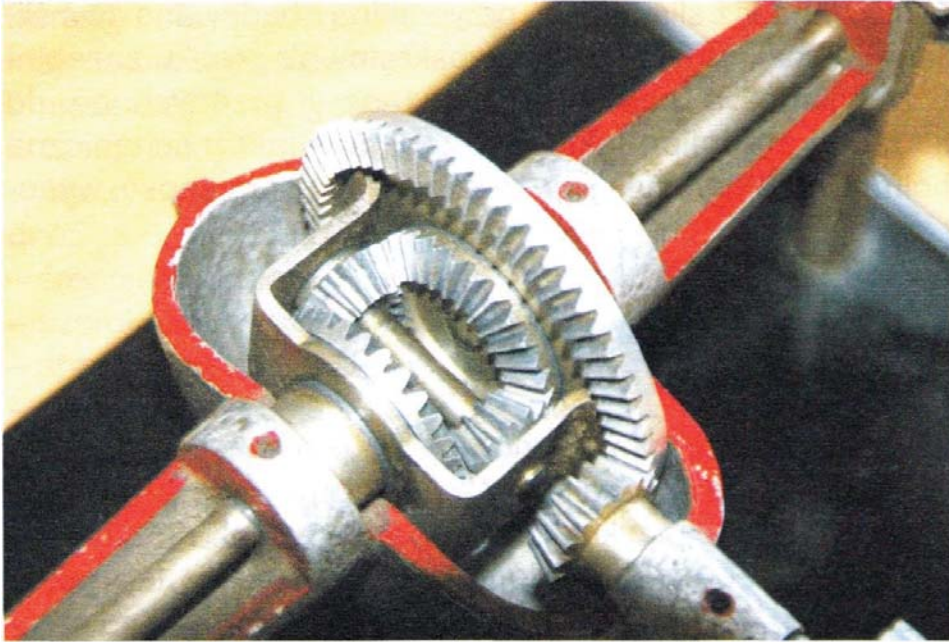
z_c – liczba zębów koła słonecznego.

Przekładnia różnicowa umożliwia osobne napędzanie dwóch elementów, dzięki czemu trzeci element uzyskuje ruch wypadkowy. Takie rozwiązanie zostanie omówione na podstawie schematu mostu napędowego samochodu z klasycznym układem napędowym. Napęd jest przenoszony na obudowę mechanizmu różnicowego przez zespół zębatej przekładni stożkowej. Następnie napęd na półosi napędowe rozdziela przekładnia różnicowa w taki sposób, że podczas jazdy samochodu po prostej koła napędowe mają jednakową prędkość obrotową, natomiast w czasie jazdy na zakręcie koła napędowe obracają się z różną prędkością. Różne prędkości mają bowiem koła koronowe połączone z kołami jezdnyymi. Uzyskuje się to dzięki obrotowi satelitów wokół własnej osi. Średnia prędkość ruchu obrotowego kół koronowych jest równa wartości prędkości obrotowej koła talerzowego, połączonego trwale z obudową mechanizmu różnicowego. Schemat oraz model takiej przekładni przedstawiono na rysunkach 3.132 i 3.133.



Rys. 3.132. Schemat mostu napędowego z przekładnią różnicową

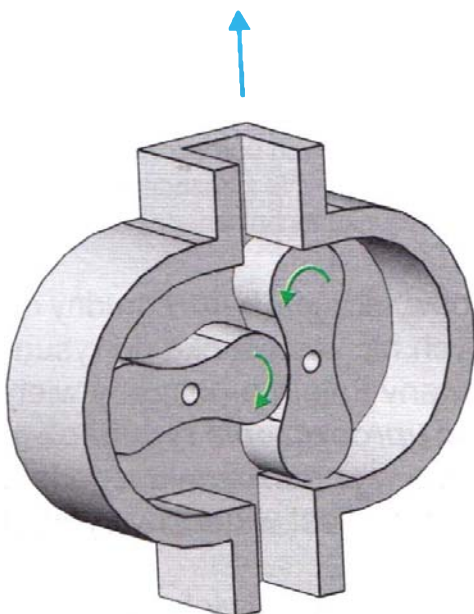
1 – zębnik przekładni głównej, 2 – koło talerzowe przekładni głównej, 3 – koło koronowe, 4 – satelita, 5 – sworzeń, 6 – obudowa mechanizmu różnicowego, 7 – półoś napędowa, 8 – obudowa mostu napędowego, 9 – wałek atakujący



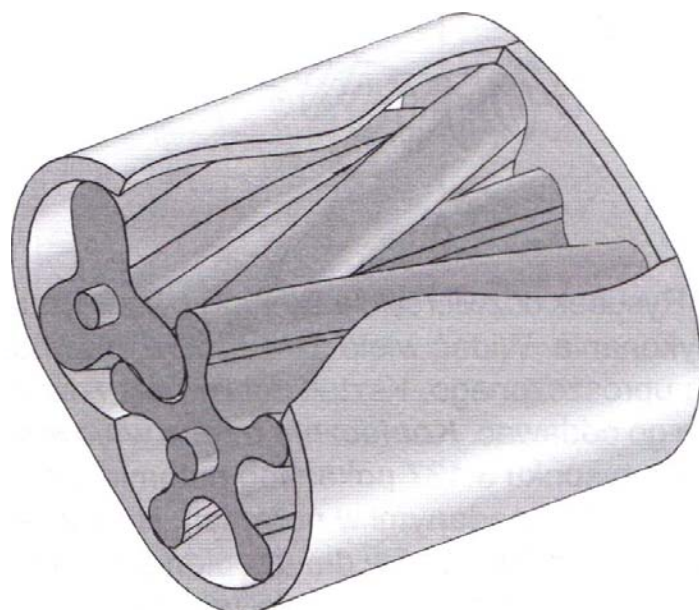
Rys. 3.133. Model przekładni różnicowej

Przekładnie specjalne mają koła zębate o specjalnych kształtach uzębień. Ich zastosowanie może nie wiązać się z przenoszeniem napędu. Spotykanymi w pojazdach samochodowych przykładami przekładni specjalnych są sprężarka typu Roots oraz dmuchawa śrubowa.

Sprężarka typu Roots (rys. 3.134) ma dwa wirniki o identycznych liczbach łopatek, które są sprzężone przez przekładnię zębatą. Najczęściej stosuje się wirniki dwułopatkowe, rzadziej trójłopatkowe. W przekroju wyglądają one jak koła zębate z dwoma lub trzema zębami. Wchodząc w zazębienie, łopatki przepompowują powietrze w przestrzeniach międzyłopatkowych z komory ssawnej do komory tłocznej. Prędkość obrotowa wirników dochodzi do 14 000 obr/min. Z uwagi na cykliczność pracy działaniu tej sprężarki towarzyszą wahania ciśnienia tłoczenia.



Rys. 3.134. Sprężarka typu Roots

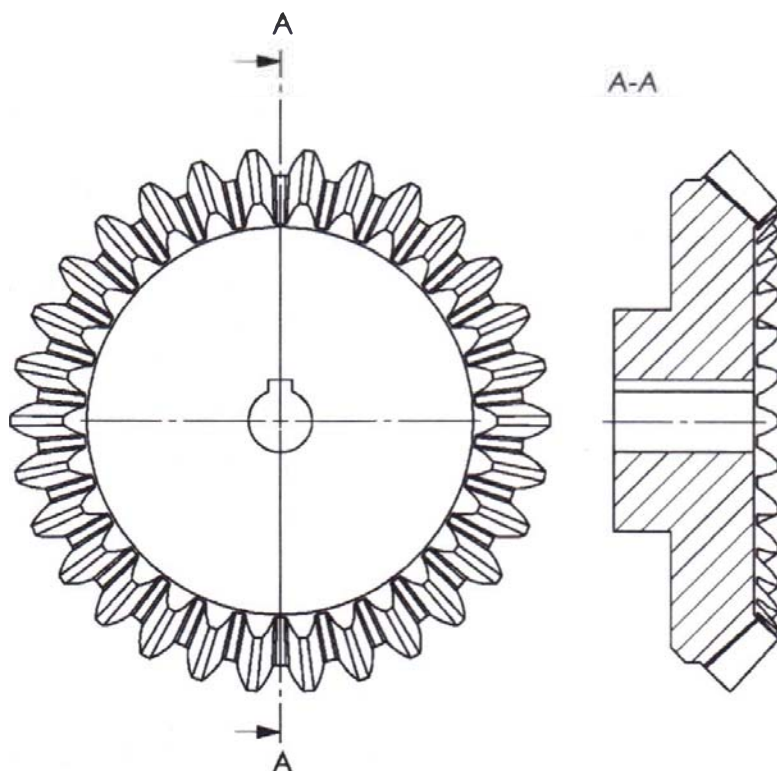


Rys. 3.135. Sprężarka śrubowa typu Lysholm

Dmuchawa śrubowa, zwana też ślimakową, przypomina obudowane dwa ślimaki walcowe – jeden prawoskrętny, a drugi lewoskrętny. W wyniku zazębienia powietrze jest zasysane, a następnie sprężane i przepychane do przestrzeni tłocznej. Jedną z odmian takiego urządzenia jest mechaniczna sprężarka typu Lysholm. Charakteryzuje ją względnie duża sprawność, wynosząca ok. 90%.

3.9.11. Oznaczanie przekładni zębatych na rysunkach technicznych

Rysowanie przekładni zębatych częściowo omówiono w pierwszej części podręcznika. Z uwagi na skomplikowany kształt zębów konieczne stało się uproszczenie rysunków kół zębatych. Jako przykład niech posłużą rysunki stożkowego koła zębatego. Na rysunku 3.136 przedstawiono koło narysowane tak, jak je widać, a więc bez uproszczeń.



Rys. 3.136. Koło zębate stożkowe narysowane bez koniecznych uproszczeń – niezgodnie z zasadami rysunku technicznego

Rysunek odzwierciedla skomplikowany kształt zębów, lecz jest bardzo trudny do wykonania. Widać wiele szczegółów, niewnoszących nic w stosunku do rysunku uproszczonego. Kształt zębów jest znormalizowany i nie ma potrzeby wiernie go oddawać. **Konieczne trzeba więc stosować uproszczenia rysunkowe.**

Na rysunku 3.137 pokazano natomiast koło zębate w uproszczeniu, zgodnie z zasadami podanymi w normach. Na pierwszym rzucie jest widoczny symbol pochylenia linii zębów dla uzębienia skośnego lewego.

Dla technologii wykonania ważniejsze jest podanie jak największej liczby szczegółów konstrukcyjnych. Według normy PN-ISO 1340 charakterystyczne pa-

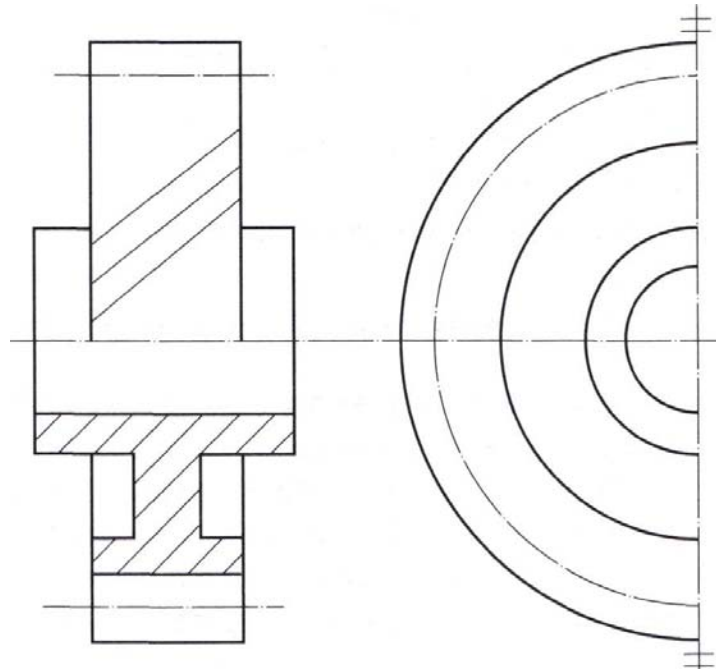
rametry koła zębatego, które należy podać wytwórcy, mogą być umieszczone na rysunku oraz w tablicy danych technicznych.

Na rysunku koła należy podać:

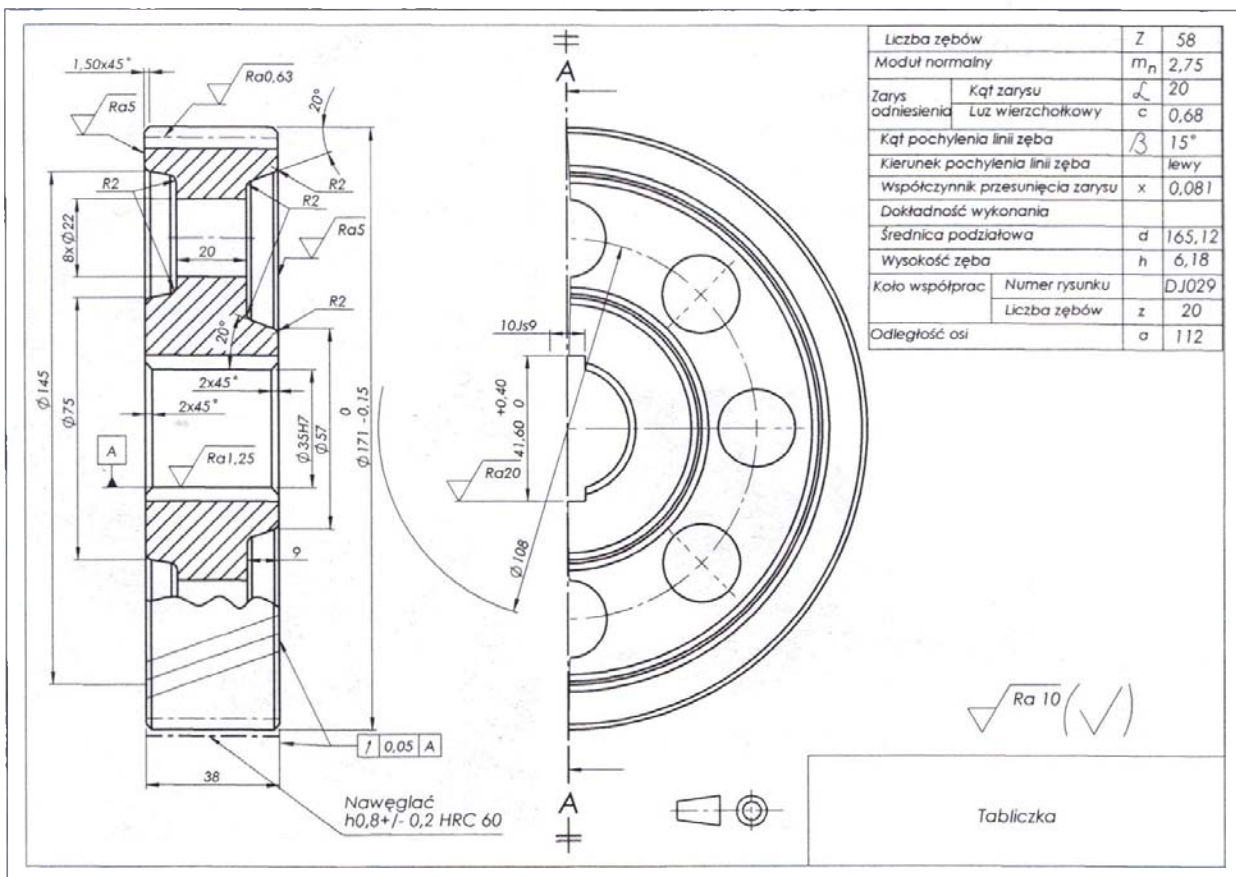
- średnicę wierzchołków koła,
- szerokość uzębienia,
- średnicę otworu piasty,
- powierzchnię ustalającą,
- geometryczną strukturę powierzchni bocznych zęba i innych powierzchni współpracy.

Tablica danych technicznych, którą należy umieszczać w prawym górnym rogu rysunku, powinna zawierać:

- wartość modułu,
- liczbę zębów,
- zarys odniesienia,
- kąt pochylenia linii zęba,
- kierunek pochylenia linii zęba,



Rys. 3.137. Koło zębate walcowe o zębach skośnych pokazane zgodnie z zasadami rysunku technicznego



Rys. 3.138. Rysunek wykonawczy koła zębatego

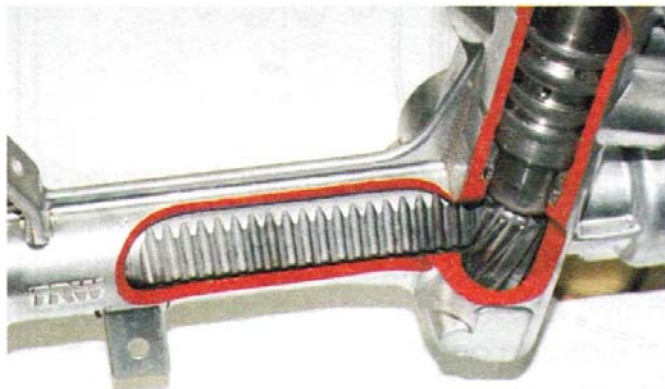
- średnicę podziałową,
- współczynnik przesunięcia zarysu odniesienia,
- grubość zęba,
- klasę dokładności wykonania,
- odległość osi,
- parametry koła współpracującego.

3.9.12. Przekładnie zębate w pojazdach samochodowych

Zbyt mały zakres prędkości obrotowych samochodowego silnika spalinowego uniemożliwia pokrycie pełnego zakresu prędkości jazdy pojazdu. To samo dotyczy wartości momentu obrotowego przenieszonego z silnika spalinowego na koła napędzane. Bardzo istotna jest również możliwość odłączenia układu napędowego podczas pracy silnika. Dzięki zastosowaniu przełożeń w układzie przeniesienia napędu można sprostać wymaganiom dotyczącym pojazdów samochodowych.

Przekładnie zębate w pojazdach samochodowych najczęściej występują w skrzynkach biegów (rys. 3.139) lub skrzynkach przekładniowych, reduktorach, przekładniach głównych, mechanizmach różnicowych i skrzynkach rozdzielczych.

Przekładnie zębate w pojazdach samochodowych można znaleźć także poza układem napędowym. Typowymi przykładami są: przekładnia kierownicza (rys. 3.140), pompa oleju, napęd rozrządu, mechanizm napędowy wycieraczki szyby przedniej. Coraz doskonalsze techniki wytwarzania umożliwiają wyprodukowanie niedrogich, dokładnie wykonanych i niezawodnych przekładni zębatych. Są one tak powszechne, że trudno nawet wyobrazić sobie współczesny pojazd, w którym nie byłoby chociaż jednej przekładni zębatej.



Rys. 3.140. Zębatkowa przekładnia kierownicza samochodu



Rys. 3.139. Przykład zastosowania przekładni zębatych w skrzynce biegów

3.10. Przekładnie cierne

3.10.1. Klasyfikacja i charakterystyka przekładni ciernych

Przekładnie cierne umożliwiają przekazywanie momentu obrotowego za pośrednictwem sił tarcia, uzyskiwanych w wyniku docisku ich elementów. Materiał elementów ciernych powinien charakteryzować się jak największym współczynnikiem tarcia. Nieuniknione jest powstawanie poślizgu w przekładni ciernej.

Koła przekładni ciernych mogą mieć kształt walca, stożka lub tarczy. Osie kół mogą być do siebie równoległe (jak w walcowych przekładniach zębatych) lub prostopadłe (jak w stożkowych przekładniach zębatych). Z uwagi na zbyt duże poślizgi unika się przekładni ciernych o osiach wchrowatych.

Zaletami przekładni ciernych są:

- prosta budowa,
- płynna praca,
- łatwość zmiany przełożenia oraz kierunku obrotów,
- cichobieżność.

Wady przekładni ciernych to:

- duże naciski na wały i łożyska z uwagi na konieczny silny docisk elementów przekładni,
- trudności z uzyskaniem stałego przełożenia z powodu poślizgu,
- możliwość przenoszenia niedużych sił (maksymalna moc przenoszona wynosi kilkanaście kilowatów),
- duże zużycie kół ciernych,
- duży ciężar i znaczne wymiary zewnętrzne,
- zmienna sprawność (w zależności od poślizgu 70 do 98%).

Rozróżniamy przekładnie cierne:

- o stałym przełożeniu (rys. 3.141a, b),
- o zmiennym przełożeniu, które mogą być:
 - zwykle bez elementu pośredniczącego (rys. 3.141c),
 - zwykle z elementem pośredniczącym (rys. 3.141d, e, f),
 - planetarne.

Przełożenie najprostszej przekładni ciernej o stałym przełożeniu i kołach walcowych gładkich oblicza się na podstawie wzoru

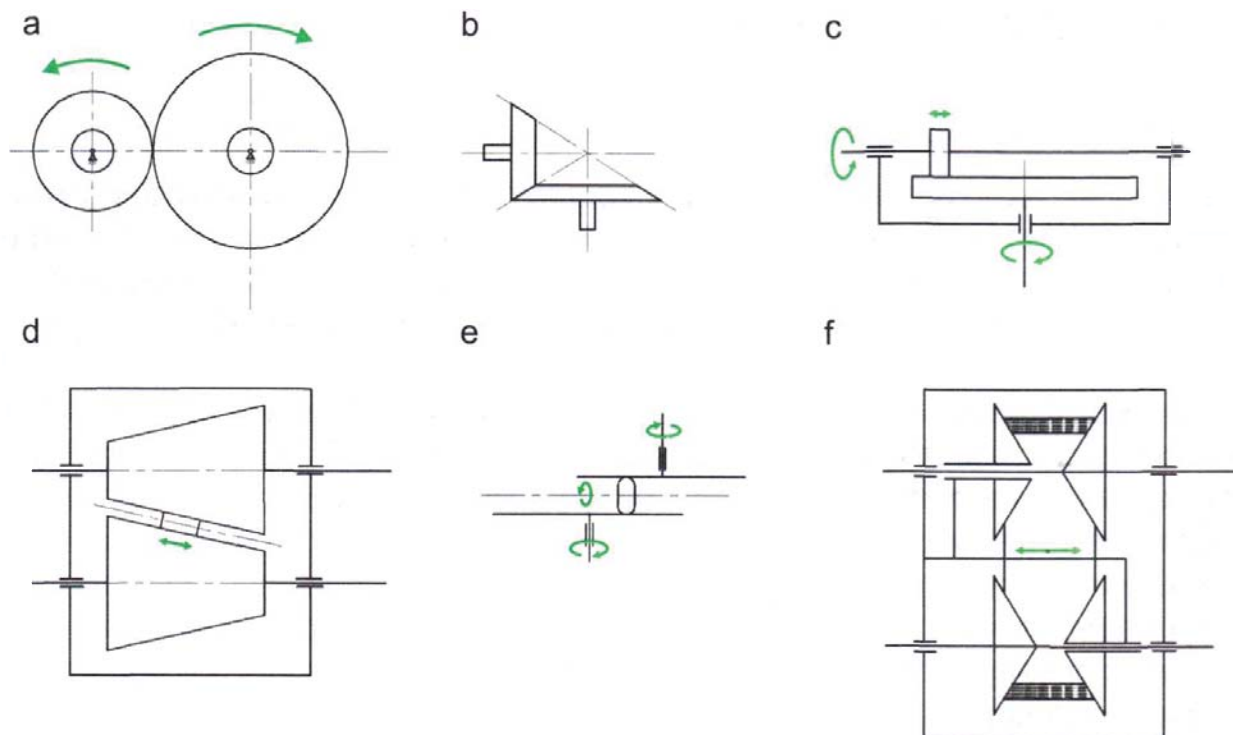
$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} \quad (3.228)$$

gdzie:

D_1, D_2 – średnice kół ciernych,

ε – wartość poślizgu, wynosząca przeciętnie 0,2...3% – w zależności od zastosowanych materiałów.

Obliczenia wytrzymałościowe przekładni ciernych przeprowadza się na podstawie warunku na naciski powierzchniowe. Kolejne etapy obliczeń zależą od indywidualnych cech projektowanej przekładni ciernej.



Rys. 3.141. Schematy wybranych przekładni ciernych
 a – walcowa o stałym przełożeniu, b – stożkowa o stałym przełożeniu, c – zwykła o zmiennym przełożeniu, d, e, f – zwykłe o zmiennym przełożeniu z elementem pośredniczącym

3.10.2. Zastosowanie przekładni ciernych

Przekładnie cierne wykorzystuje się najczęściej jako **przekładnie o zmiennym przełożeniu – wariatory**. Występuje wiele różnych rozwiązań tych przekładni. Zasada zmiany przełożenia polega na przesuwaniu elementów względem siebie w taki sposób, aby promienie ich współpracy ulegały zmianie.

Przykładem **przekładni ciernej o stałym przełożeniu** jest napęd prądnicy w rowerze od obracającego się koła ogumionego (tzw. dynamo). Jasność świecenia lampki zależy od prędkości obrotowej koła (prędkości jazdy roweru). W przypadku zatrzymania roweru dynamo nie wytwarza prądu, a lampka rowerowa gaśnie. W złych warunkach atmosferycznych w napędzie tym występuje skłonność do zwiększania poślizgu z powodu zmniejszenia współczynnika tarcia o mokrą oponę roweru.

3.10.3. Oznaczanie przekładni ciernych na rysunkach technicznych

Zasady rysowania przekładni ciernych są podobne jak innych elementów maszyn i urządzeń. Najczęściej występującą częścią jest koło, w którym wyróżnia się piastę, tarczę i wieniec. Elementy te przedstawia się według ogólnych zasad rysunku technicznego.

3.11. Przekładnie cięgnowe

3.11.1. Klasyfikacja i charakterystyka przekładni cięgowych

Przekładnie cięgnowe umożliwiają przeniesienie napędu na znaczne odległości dzięki występowaniu między kołami czynnym i biernym pośredniego cięgna o małej podatności na rozciąganie i dużej podatności na zginanie.

W zależności od rodzaju cięgna rozróżnia się przekładnie cięgnowe:

- pasowe (sprzęgnięcie cierne lub kształtowe),
- łańcuchowe (sprzęgnięcie kształtowe).

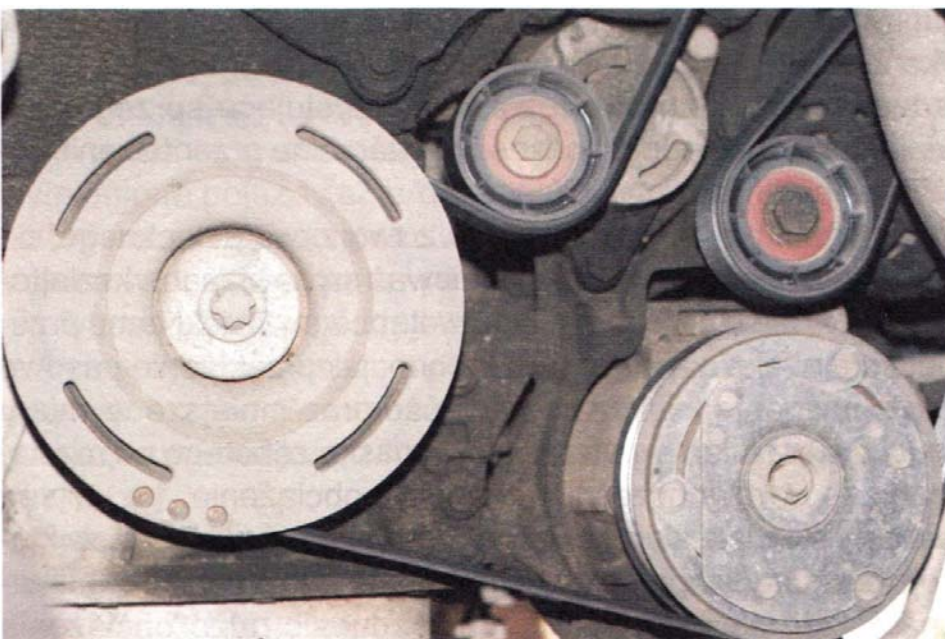
Z uwagi na rodzaj paska występują przekładnie pasowe:

- płaskie,
- klinowe (zwykłe i wieloklinowe),
- okrągłe,
- zębate.

Ze względu na rodzaj łańcucha spotyka się przekładnie z łańcuchem:

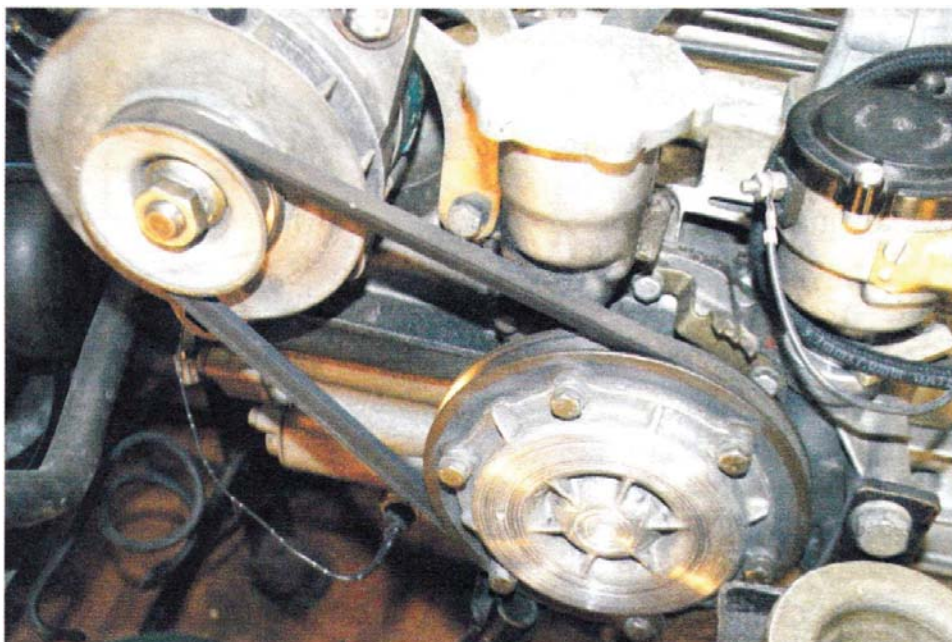
- płytkowym (np. w rowerze),
- zębatym (np. w pile łańcuchowej).

Przekładnie cięgnowe mają wiele zalet i dlatego są często stosowane w budowie maszyn. Umożliwiają przenoszenie dużych momentów obrotowych na znaczną odległość. Pasy stosowane w motoryzacji wykonuje się jako bezkońcowe, niewymagające łączników. Konieczna jest natomiast regulacja naciągu takiego pasa, ponieważ podczas pracy ulega on wydłużeniu. Naciąg pasów realizuje się przez przesuwanie jednego z kół (zwykle wraz z silnikiem lub napędzaną prądnicą) albo za pomocą dodatkowych rolek – napinaczy, które naprężają pas (rys. 3.142).



Rys. 3.142. Przykład rozwiązania naciągu pasa za pomocą napinacza

Przekładnie pasowe klinowe. Pasy klinowe (rys. 3.143) zwykle mają przekrój trapezowy. Wykonuje się je przez połączenie kilku warstw tkaniny gumą. Często są dodatkowo zbrojone w warstwie obojętnej linkami kordowymi, poliamidowymi lub stalowymi. Zarówno pasy klinowe, jak i wieńce kół rowkowych są znormalizowane. Przekładnie pasowe klinowe działają na zasadzie sprężenia ciernego i dlatego wymagają naciągu wstępnego. Z uwagi na możliwość występowania poślizgu przekładnie pasowe klinowe nie nadają się do precyzyjnego przenoszenia ruchu.



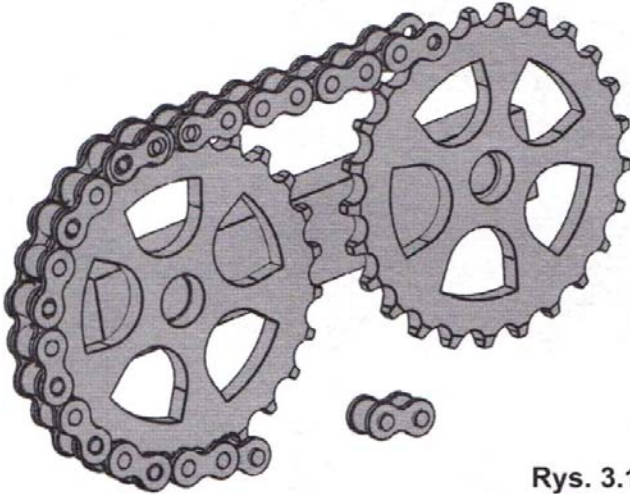
Rys. 3.143. Napęd alternatora paskiem klinowym (regulacja naciągu przez odsuwanie alternatora)

Przenoszenie większych obciążeń umożliwiają paski wieloklinowe, które współpracują z kołami wielorowkowymi (patrz rys. 3.142). Konstrukcje takie bardzo się upowszechniły i w większości przypadków zastąpiły paski klinowe, np. w napędach osprzętu silników samochodowych. Przekładnie z paskami wieloklinowymi również wykorzystują sprężenie ciernie.

Przekładnie pasowe zębate i łańcuchowe, wykorzystujące sprężenie kształtowe, umożliwiają dokładne, jednoznaczne i powtarzalne przenoszenie ruchu, nawet przy dużych momentach obciążających.

Paski zębate są zbrojone linkami stalowymi lub z tworzywa sztucznego, co zapewnia im małą odkształcalność wzdłużną. Ponieważ są powiązane kształtowo z kołami, wymagają tylko niewielkiego naciągu wstępnego. Dzięki temu przekładnie pasowe zębate nie obciążają łożysk tak mocno, jak przekładnie pasowe klinowe. Brak poślizgu powoduje większą sprawność oraz mniejsze wymiary przekładni. Do pełnego wykorzystania wytrzymałości paska zębatego na rozciąganie wystarczy, aby 6 zębów równocześnie przenosiło obciążenie.

Przekładnie łańcuchowe składają się z kół łańcuchowych oraz łańcucha, w którym można wyróżnić szereg ogniów połączonych przegubowo (rys. 3.144). Pracują podobnie jak paski zębate i również mogą przenosić duże obciążenia na znaczne odległości.



Rys. 3.144. Budowa przekładni łańcuchowej

Niestety, mają wiele wad ograniczających ich powszechne zastosowanie, gdyż:

- są hałaśliwe,
- muszą być smarowane,
- są kosztowne,
- wymagają regulacji naciągu,
- mogą ulec zerwaniu przy nagłym przeciążeniu,
- nie zabezpieczają przed przeciążeniem innych elementów przenoszących napęd.

3.11.2. Zastosowanie przekładni cięgnowych

Przekładnie cięgnowe wykorzystuje się przede wszystkim w razie konieczności przeniesienia napędu na znaczne odległości. Cierne przekładnie cięgnowe o zmiennym przełożeniu stosuje się w układach napędowych pojazdów o niewielkiej masie. Najczęściej spotyka się je w skuterach, czterokołowcach i gokartach. Dzięki zmiennemu przełożeniu sterowanemu w sposób ciągły wariatory pełnią w nich funkcję automatycznej skrzynki biegów. Dzięki nim wymienione pojazdy są proste w obsłudze i eksploatacji. Schemat takiej przekładni pokazano na rysunku 3.141f, a przykład – na rysunku 3.145. Dwa koła pasowe są połączone paskiem klinowym. Dociskanie do siebie połówek pierwszego koła powoduje odsuwanie się od siebie połówek koła drugiego, a tym samym zwiększanie prędkości obrotowej. Najczęściej docisk koła odbierającego napęd jest realizowany za pomocą sprężyny. Daje to możliwość korekcji ewentualnego luzu, związanego ze zużywaniem się i wyciąganiem paska.

Przekładnie łańcuchowe stosuje się powszechnie w rowerach, motorowerach i motocyklach do przeniesienia napędu ze skrzynki biegów na tylne koło napędowe (rys. 3.146). Często wykorzystuje się je także w silnikach samochodowych i motocyklowych (rys. 3.147).



Rys. 3.145. Zastosowanie wariatora do przeniesienia napędu w samochodzie osobowym. Sterowanie przełożeniem odbywa się pneumatycznie. Rowki widoczne po wewnętrznej stronie paska ułatwiają dopasowanie go do średnicy koła pasowego



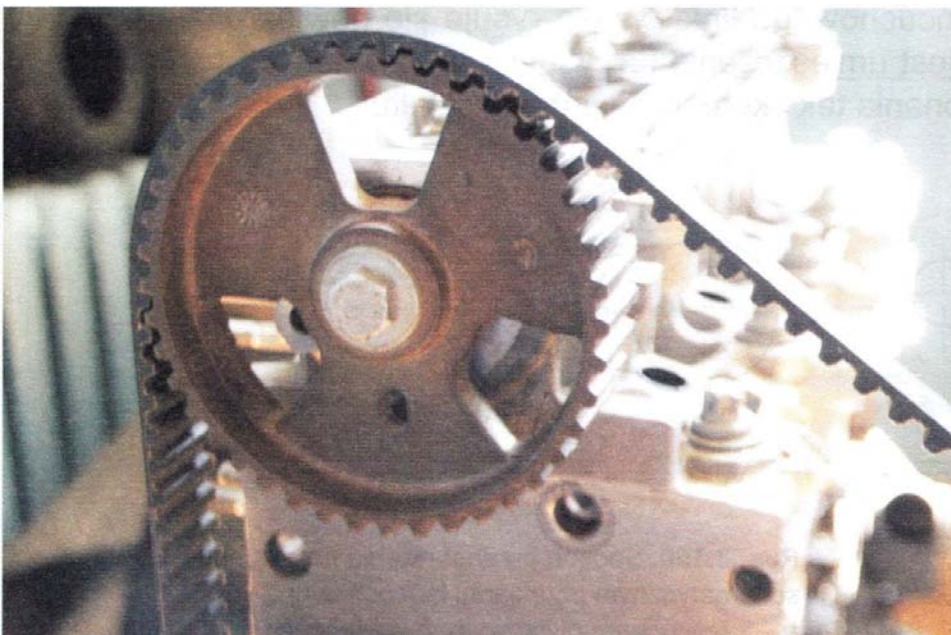
Rys. 3.146. Przeniesienie napędu w motocyklu za pomocą przekładni łańcuchowej

Typowym przykładem zastosowania pasków zębatach w samochodach jest napęd mechanizmu rozrządu (rys. 3.148), lecz można je znaleźć także np. w układach przeniesienia napędu motocykli.

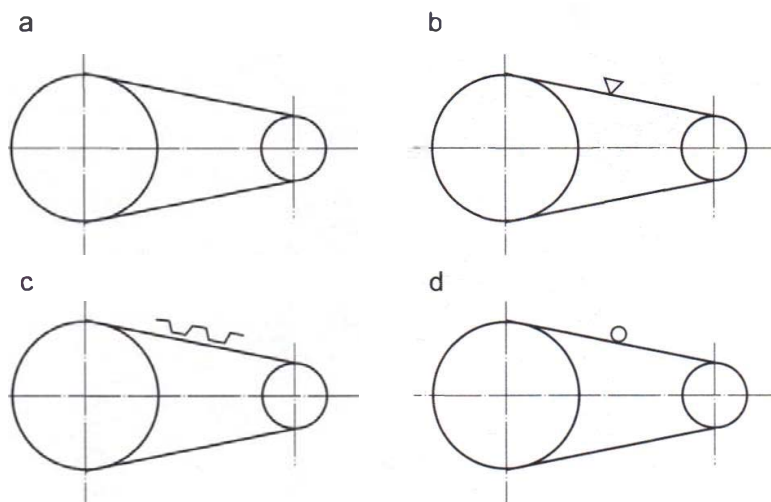
W napędzie rozrządu niektórych wielozaworowych silników o dwóch wałach rozrządu umieszczonych w głowicy spotyka się jednocześnie dwie przekładnie proste – łańcuchową i pasową zębatą. Jedna z przekładni służy do przeniesienia napędu z wału korbowego na jeden z wałów rozrządu, a za pośrednictwem drugiej przekładni jest napędzany drugi wał rozrządu.



Rys. 3.147. Przykład zastosowania przekładni łańcuchowych w silniku motocykla żużlowego



Rys. 3.148. Pasek zębaty napędu wału rozrządu umieszczonego w głowicy silnika



Rys. 3.149. Sposób przedstawienia na rysunku schematycznym przekładni pasowej

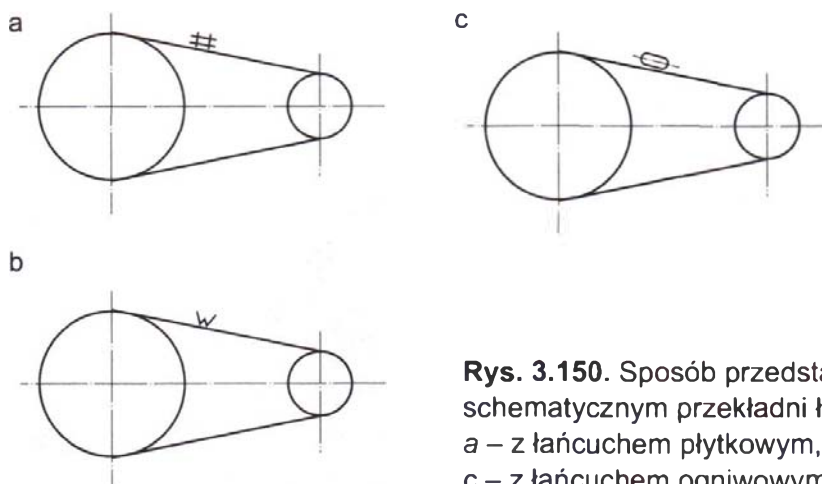
a – z pasem płaskim,
b – z pasem klinowym,
c – z pasem zębatym,
d – z pasem okrągłym

3.11.3. Oznaczanie przekładni cięgnowych na rysunkach technicznych

Przekładnie cięgnowe na rysunku technicznym należy przedstawiać w sposób uproszczony. Najczęściej rysunek całej przekładni odzwierciedlają dwa koła połączone cięgnem, pokazanym za pomocą linii z symbolem oddającym kształt nałożonego pasa, łańcucha lub liny (rys. 3.149). Podobnie jak przekładnie z pasem płaskim, rysuje się przekładnie łańcuchowe (rys. 3.150).

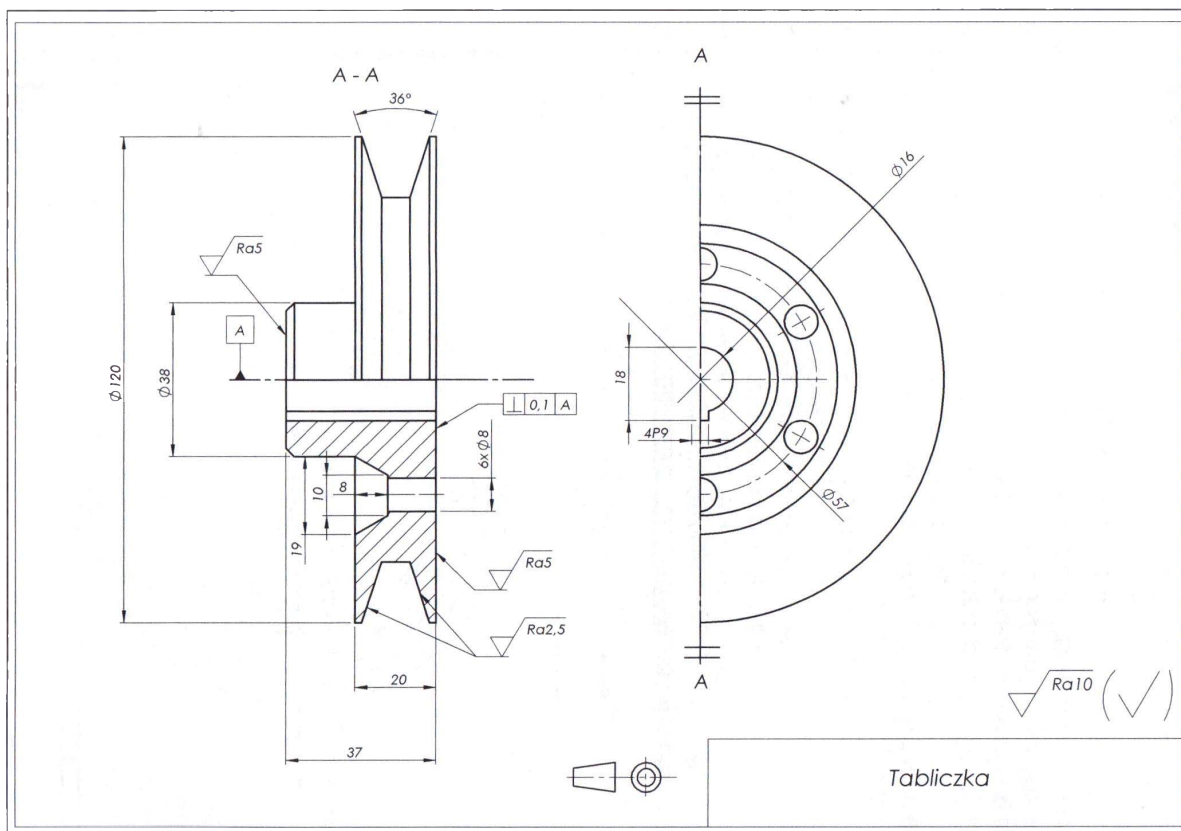
Wszystkie rodzaje cięgien są znormalizowane. Dobiera się je na podstawie katalogów producentów. Rysunki wykonawcze stosuje się do elementów klasy koła. Przykład rysunku wykonawczego koła przekładni pasowej z paskiem klinowym podano na rysunku 3.151.

Przykładowy rysunek wykonawczy koła łańcuchowego przedstawiono na rysunku 3.152. Konstrukcja koła zależy od rodzaju łańcucha. Rysunek koła łańcuchowego przypomina rysunek koła zębatego. W odróżnieniu jednak od niego, na rysunku koła łańcuchowego linią cienką rysuje się powierzchnię podstaw zębów. Konieczne jest umieszczenie na rysunku tablicy danych technicznych, niezbędnej do wykonania tak skomplikowanego kształtu.

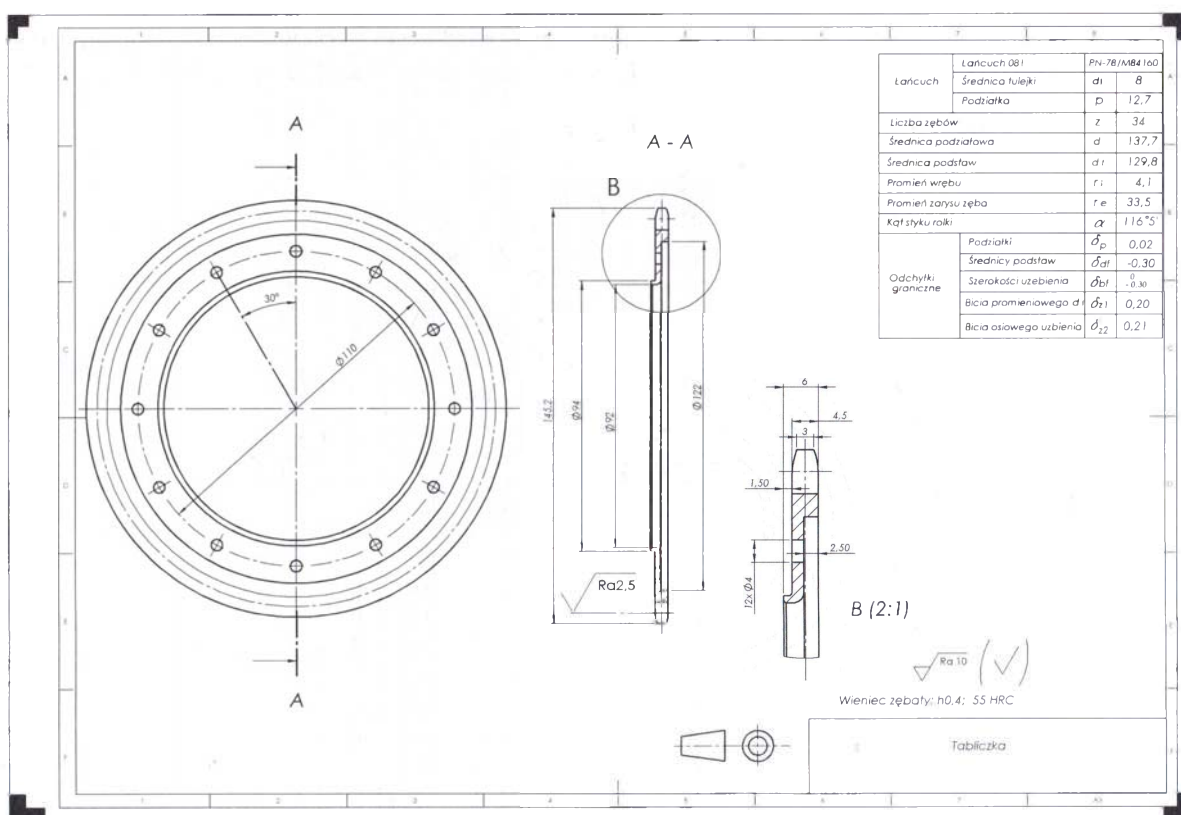


Rys. 3.150. Sposób przedstawienia na rysunku schematycznym przekładni łańcuchowej

a – z łańcuchem płytkowym, b – z łańcuchem zębatym,
c – z łańcuchem ogniwowym



Rys. 3.151. Rysunek wykonawczy koła pasowego do paska klinowego



Rys. 3.152. Rysunek wykonawczy koła łańcuchowego

3.12. Sprzęgła

3.12.1. Charakterystyka i rodzaje sprzęgieł

Sprzęgło to zespół układu napędowego, przeznaczony do łączenia wałów oraz przekazywania momentu obrotowego z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany) bez zmiany kierunku ruchu obrotowego. Sprzęgło składa się z członu czynnego, członu biernego i łącznika. Łącznikiem może być jedna lub kilka części maszynowych albo czynnik roboczy (np. olej).

Istnieje bardzo dużo rodzajów sprzęgieł, które spełniają różne zadania. Najważniejsze z nich to:

- łączenie elementów w celu przeniesienia momentu obrotowego,
- zabezpieczenie przed przeciążeniem,
- eliminacja błędów montażowych (np. niewspółosiowości),
- samoczynne rozłączanie przy zmianie kierunku obrotów,
- możliwość odłączenia wałów bez wyłączenia silnika,
- łagodzenie uderzenia przy gwałtownym rozruchu,
- zwiększenie zakresu prędkości obrotowej, zwłaszcza w zakresie prędkości minimalnych.

Z uwagi na sposób połączenia wałów **sprzęgła** dzieli się na:

- **nierozłączne**:
 - **niepodatne skrętnie**:
 - sztywne proste:
 - łubkowe,
 - tulejowe,
 - kołnierzowe;
 - luźne (samonastawne):
 - proste: kłowe, zębate, Oldhama,
 - przegubowe: krzyżakowe (Cardana), dwukrzyżakowe, membranowe, sprężynowe, Rzeppa, Bierfielda, Weissa, Tracta;
 - **podatne skrętnie**:
 - oponowe (kabłąkowe),
 - sprężynowe,
 - wkładkowe tulejowe;
- **rozłączne**:
 - **sterowane z zewnątrz**:
 - włączane przy różnej prędkości obrotowej:
 - tarczowe,
 - wielopłytkowe cierne,
 - promieniowe,
 - osiowe,
 - obwodowe,
 - stożkowe cierne;
 - włączane przy jednakowej prędkości obrotowej: