MINISTERSTWO EDUKACJI
i NAUKI

Marek Olsza

Projektowanie i dobieranie zespołów maszyn 311[20].Z2.03

Poradnik dla uczeń

Wydawca
Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy
Radom 2005

„Projekt współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego”

SPIS TREŚCI

1. Wprowadzenie **3**
2. Wymagania wstępne **5**
3. Cele kształcenia **6**
4. Materiał nauczania **7**
4.1. Rodzaje przekładni **7**
4.1.1. Materiał nauczania 7
4.1.2. Pytania sprawdzające 10
4.1.3. Ćwiczenia 10
4.1.4. Sprawdzian postępów 12
4.2. Koła zębate i ich parametry **12**
4.2.1. Materiał nauczania 12
4.2.2. Pytania sprawdzające 15
4.2.3. Ćwiczenia 15
4.2.4. Sprawdzian postępów 17
4.3. Przekładnie zębate **18**
4.3.1. Materiał nauczania 18
4.3.2. Pytania sprawdzające 30
4.3.3. Ćwiczenia 30
4.3.4. Sprawdzian postępów 32
4.4. Przekładnie cięgnowe **32**
4.4.1. Materiał nauczania 32
4.4.2. Pytania sprawdzające 40
4.4.3. Ćwiczenia 41
4.4.4. Sprawdzian postępów 42
4.5. Przekładnie cierne **43**
4.5.1. Materiał nauczania 43
4.5.2. Pytania sprawdzające 45
4.5.3. Ćwiczenia 46
4.5.4. Sprawdzian postępów 47
4.6. Przekładnie specjalne **47**
4.6.1. Materiał nauczania 47
4.6.2. Pytania sprawdzające 52
4.6.3. Ćwiczenia 52
4.6.4. Sprawdzian postępów 53
4.7. Mechanizmy **54**
4.7.1. Materiał nauczania 54
4.7.2. Pytania sprawdzające 62
4.7.3. Ćwiczenia 62
4.7.4. Sprawdzian postępów 63
5. Sprawdzian osiągnięć **64**
6. Literatura **68**

4. MATERIAŁ NAUCZANIA

4.1. Rodzaje przekładni

4.1.1. Materiał nauczania

Ogólna charakterystyka napędów i przekładni

Napędami nazywa się urządzenia służące do napędzania, składające się ze źródła energii i elementu pośredniczącego w przekazywaniu tej energii od silnika do maszyny roboczej. Potocznie mianem napędu określa się głównie urządzenia pośredniczące, a więc np. przekładnie mechaniczne.

Jako źródło energii najczęściej stosuje się silniki (elektryczne, spalinowe itd.) o określonym rodzaju ruchu. Podobnie zadaniem każdej maszyny roboczej jest realizowanie określonych ruchów roboczych: obrotowego (np. w tokarce, wiertarce), postępowo-zwrotnego (np. w dłutownicy, strugarce) itp. Napęd powinien być dostosowany do rodzaju ruchu silnika i maszyny roboczej. Do najczęściej stosowanych napędów należą napędy mechaniczne. Realizowanie żądanego ruchu maszyny roboczej odbywa się wówczas przez zastosowanie mechanizmu, czyli zespołu części maszynowych połączonych ze sobą ruchowo w taki sposób, aby ruch jednej z części (rzadziej kilku) powodował ściśle określone ruchy użyteczne pozostałych części danego zespołu.

Najbardziej popularnym ruchem występującym prawie we wszystkich maszynach roboczych i zmechanizowanych środkach transportu jest ruch obrotowy.

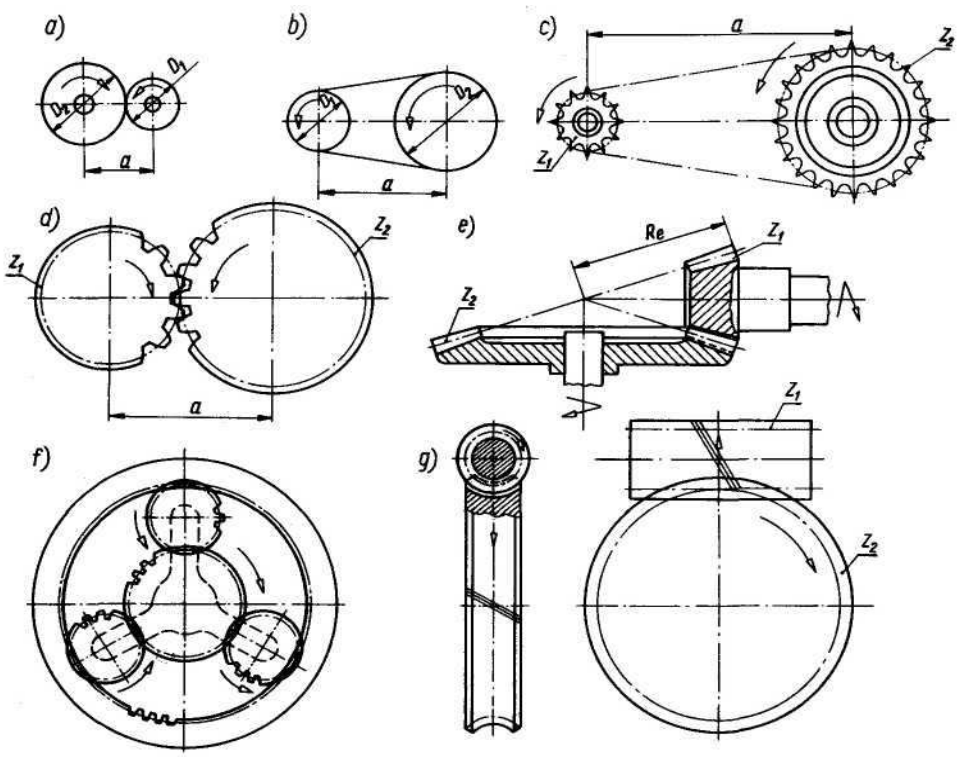
Napęd mechaniczny służący do przenoszenia ruchu obrotowego z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany) nazywa się przekładnią mechaniczną. Podstawowym zadaniem przekładni mechanicznej jest przeniesienie energii z wału czynnego na wał bierny, a ponadto dokonanie zmiany wartości momentu obrotowego, prędkości i sił.

Potrzebę stosowania przekładni można uzasadnić następująco:

- w większości maszyn roboczych są potrzebne duże momenty obrotowe, co – przy określonej mocy – wymaga stosowania małych prędkości obrotowych, a tymczasem silniki budowane są na ogół jako wysokoobrotowe,
- stosowanie silników o małej prędkości obrotowej jest ekonomicznie nieuzasadnione, gdyż są one większe, cięższe i droższe,
- zakres regulacji prędkości obrotowych, niezbędnych w maszynach roboczych, jest najczęściej niemożliwy do osiągnięcia przez zmianę prędkości obrotowej silnika.

Ponadto istnieje wiele czynników, które nie pozwalają na bezpośrednie połączenie silnika z maszyną roboczą, np. względy konstrukcyjne, bezpieczeństwo pracy, gabaryty silnika, wygoda obsługi itd.

Najprostsza przekładnia mechaniczna składa się z dwóch kół współpracujących ze sobą bezpośrednio lub rozsuniętych i opasanych wspólnym cięgnem (rys. 1).
W zależności od sposobu przenoszenia ruchu obrotowego rozróżnia się przekładnie: cierne, cięgnowe (pasowe i łańcuchowe) oraz zębate.



Rys. 1. Rodzaje przekładni mechanicznych: *a)* cierna, *b)* pasowa, *c)* łańcuchowa, *d ÷ g)* przekładnie zębate *d* – walcowa, *e* – stożkowa, *f* – planetarna, g – ślimakowa
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Ruch obrotowy kół przekładni można scharakteryzować przez podanie prędkości: kątowej ω, obrotowej n lub obwodowej v danego koła. Relacje między wymienionymi prędkościami określają zależności:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \qquad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_2}{30},$$

w których:
$\omega_{1,2}$ – prędkość kątowa wyrażona w rad/s,
$n_{1,2}$ – prędkość obrotowa w obr/min;

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}; \quad v_1 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60},$$

przy czym:
$v_{1,2}$ – prędkość liniowa wyrażona w m/s,
$D_{1,2}$ – średnica w mm.

Podstawową cechą każdej przekładni jest jej przełożenie. Przełożeniem kinematycznym przekładni nazywa się stosunek prędkości kątowej koła czynnego do prędkości kątowej koła biernego. Przełożenie kinematyczne można również określić jako stosunek prędkości obrotowych

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

W zależności od wartości przełożenia rozróżnia się następujące rodzaje przekładni:
- reduktory (przekładnie zwalniające, $i > 1$), w których prędkość kątowa koła biernego jest mniejsza od prędkości kątowej koła czynnego,
- multiplikatory (przekładnie przyspieszające, $i < 1$), w których prędkość kątowa koła biernego jest większa od prędkości kątowej koła czynnego.

Stosowanie przełożeń różnych od jedności wymaga dobrania odpowiednich wymiarów kół. W celu ich ustalenia należy rozpatrzyć współpracę dwóch kół ciernych, toczących się po sobie bez poślizgu. Prędkości obwodowe obu kół są w tym przypadku jednakowe ($v_1 = v_2$).

Poślizgi kół lub cięgna na kole powodują zmianę wartości przełożenia kinematycznego. W przekładniach zębatych wartość przełożenia może być wyrażona stosunkiem średnic podziałowych (odpowiadających omówionym średnicom kół ciernych) lub stosunkiem liczby zębów.

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Przełożenie to nazywa się przełożeniem geometrycznym. Jest ono stałe dla danej przekładni. Przełożenie kinematyczne różni się nieznacznie od geometrycznego, m.in. ze względu na poślizgi kół lub pasów, wskutek błędów wykonawczych i podatności zębów oraz innych czynników. Przy omawianiu przekładni zębatych różnice te nie będą uwzględniane, ponieważ nie mają one istotnego wpływu na wyniki obliczeń zamieszczonych w podręczniku. W przekładniach złożonych wielostopniowych, składających się z kilku przekładni pojedynczych ustawionych szeregowo, przełożenie całkowite jest iloczynem przełożeń na kolejnych stopniach.

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \ldots \cdot i_n$$

W napędach maszyn są również stosowane przekładnie cierne o zmiennym przełożeniu, za pomocą których uzyskuje się zmianę przełożenia w sposób ciągły (bezstopniowo). Zakresem regulacji przełożenia (rozpiętością przełożenia) nazywa się wówczas stosunek największych i najmniejszych prędkości obrotowych lub przełożeń

$$k = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

Kolejną wielkością charakterystyczną dla przekładni mechanicznych jest przenoszony moment obrotowy. Wartość momentu obrotowego na każdym wale i kole oblicza się z zależności

$M = \frac{P}{\omega}$ (w której M - w N·m, P - w W, ω - w rad/s)

lub wg wzoru $M = 9551{,}4\frac{P}{n}$, w którym: M - w N·m, P - w kW oraz n - w obr/min.

Z analizy powyższego wzoru wynika m.in., że stosując silnik wysokoobrotowy uzyskuje się na jego wale niewielki moment, a tym samym niewielkie siły obwodowe. Pozwala to na zmniejszenie wymiarów silnika, a pośrednio również na zmniejszenie wymiarów przekładni stosowanych na pierwszym i drugim stopniu (licząc od silnika).

W czasie przenoszenia mocy z wału czynnego na wał bierny powstają straty energii, spowodowane oporami tarcia, poślizgiem itp., zatem moc P_2 na wale biernym jest mniejsza od mocy P_1 na wale czynnym. Stosunek mocy P_2 do mocy P_1 nazywa się sprawnością mechaniczną η

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Sprawność pojedynczych przekładni mechanicznych jest wysoka (η = 0,95÷0,99), co stanowi jedną z zalet tych przekładni. Wyjątek stanowią przekładnie samohamowne, w których sprawność jest niewielka (η < 0,5).

Sprawność całkowita przekładni złożonych wielostopniowych jest równa iloczynowi sprawności przekładni pojedynczych.

$$\eta_c = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdot \ldots \cdot \eta_n$$

W tabeli 1 podano graniczne wartości cech użytkowych różnych przekładni osiągane w przekładni pojedynczej. Wartości te mają charakter orientacyjny, ponieważ ze względu na ciągły postęp techniczny, zwłaszcza w zakresie nowych rozwiązań konstrukcyjnych oraz dzięki stosowaniu nowych materiałów o coraz lepszych właściwościach podane wartości cech użytkowych mogą być przekraczane.

Tabela 1. Graniczne wartości cech użytkowych osiągane w różnych przekładniach na jednym stopniu

Rodzaj przekładni		Przełożenie		Sprawność η	Moc przenoszona P kW	Prędkość obrotowa n obr/min	Prędkość obwodowa v m/s	Siła obwodowa F kN	Moment skręcający M kN·m
		zwykle	wyjątkowo						
zębata zwykła		8	20	0,96÷-0,99	19000	100000	200	—	—
zębata planetarna		8	13	0,98÷0,99	7500	40000	—	—	—
ślimakowa		60	100	0,45*÷0,97	750	30000	70	5000	250
łańcuchowa		6	10	0,97÷0,98	3700	5000	17+40	280	—
pasowa	z pasem płaskim	5	10	0,96÷0,98	1700	18000	90	50	175
	z pasami klinowymi	8	15	0,94÷0,97	1100	—	26	—	20
cierna		6	10	0,95÷0,98	150	—	20	—	—

4.1.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Czy znasz określenie napędu?
2. Jakie znasz rodzaje ruchów roboczych maszyny?
3. Co to mechanizm?
4. Jaka jest różnica pomiędzy reduktorem a multiplikatorem?
5. Czy potrafisz wyjaśnić pojęcie przekładnia mechaniczna?
6. Jakie korzyści płyną z zastosowania przekładni?
7. Czy potrafisz dokonać podziału przekładni mechanicznych?
8. Czy potrafisz wymienić podstawowe cechy użytkowe przekładni mechanicznych?
9. Czy potrafisz scharakteryzować podstawowe cechy przekładni mechanicznych?

4.1.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Obliczyć wartość przełożenia przekładni, w której prędkość obrotowa elementu czynnego wynosi n_1= 300 obr/min, a elementu biernego n_2= 200 obr/min.

2) zidentyfikować rodzaje przekładni,
3) dokonać podziału przedstawionych przekładni (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
4) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
5) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:
- poradnik mechanika,
- literatura z rozdziału 6.

4.1.4. Sprawdzian postępów

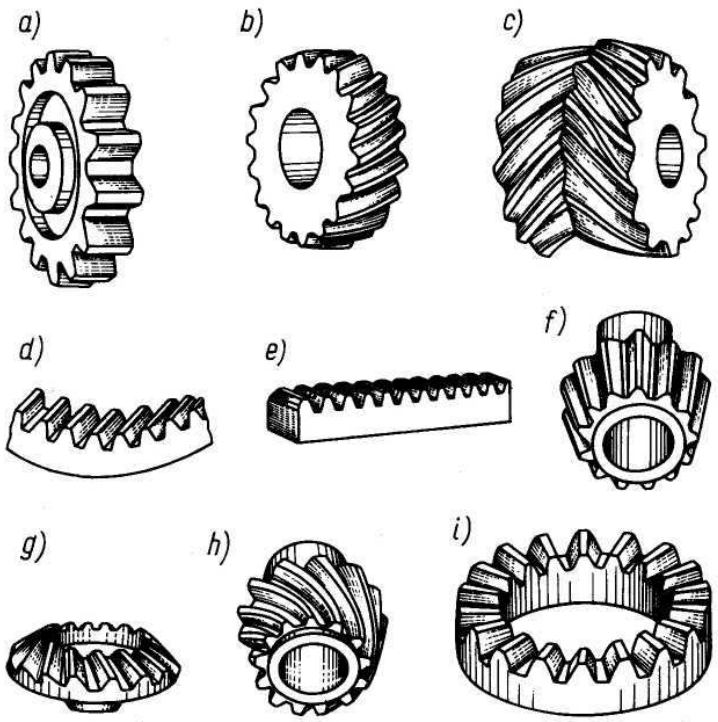
	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) zdefiniować pojęcie przekładni mechanicznej?	☐	☐
2) podać co decyduje o zastosowaniu przekładni?	☐	☐
3) klasyfikować przekładnie mechaniczne?	☐	☐
4) obliczyć prędkość kątową?	☐	☐
5) obliczyć prędkość obrotową?	☐	☐
6) obliczyć prędkość liniową?	☐	☐
7) zdefiniować przełożenie kinematyczne?	☐	☐
8) zdefiniować przełożenie geometryczne?	☐	☐
9) obliczyć przełożenie przekładni?	☐	☐
10) obliczyć moment obrotowy?	☐	☐
11) obliczyć sprawność mechaniczną przekładni?	☐	☐

4.2. Koła zębate i ich parametry

4.2.1. Materiał nauczania

Rodzaje kół zębatych

Na rysunku 2 pokazano podstawowe rodzaje kół zębatych. W zależności od kształtu geometrycznego bryły, na której nacięto zęby, rozróżnia się koła walcowe i stożkowe oraz ich poszczególne odmiany. W zależności od rodzaju uzębienia koła zębate dzieli się na:
koła walcowe
- o zębach prostych (rys. 2*a*) – uzębienie jest w nich nacięte równolegle do osi koła,
- o zębach skośnych (rys. 2*b*) – uzębienie jest nacięte pod kątem do osi koła (lub przy nacinaniu metodami obwiedniowymi – wzdłuż linii śrubowej),
- o zębach daszkowych (rys. 2*c*) – na szerokości koła uzębienie składa się z odcinków z zębami skośnymi (lub śrubowymi) lewymi i prawymi,
- z uzębieniem wewnętrznym (rys. 2*d*) – uzębienie proste lub skośne jest tu nacięte na wewnętrznej powierzchni walca,
- zębatka (rys. 2*e*) – stanowi ona wycinek koła walcowego o nieskończenie dużej średnicy, w wyniku czego okrąg tego koła jest linią prostą;



Rys. 2. Rodzaje kół zębatych: *a ÷ d)* koła walcowe, *e)* zębatka, *f ÷ h)* koła stożkowe, *i)* koło zębate płaskie (zębatka koronowa)

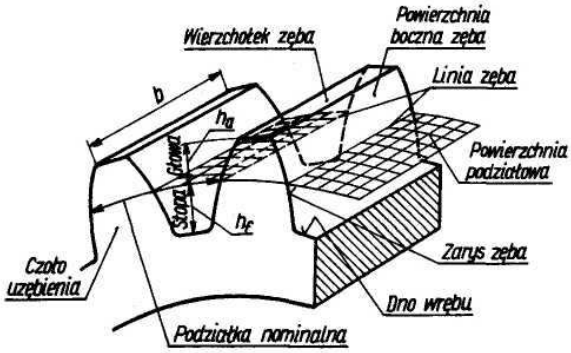
Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

koła stożkowe

- o zębach prostych (rys. 2*f*) – uzębienie jest nacięte wzdłuż tworzącej stożka,
- o zębach skośnych (rys. 2*g*) – uzębienie jest nacięte pod kątem do tworzącej stożka,
- o zębach krzywoliniowych (rys. 2*h*) – linie nie są liniami prostymi,
- płaskie (rys. 2*i*) – kąt stożka podziałowego wynosi 90° (dawniej nazywano to koło zębatką pierścieniową lub koronową).

Podstawowe określenia

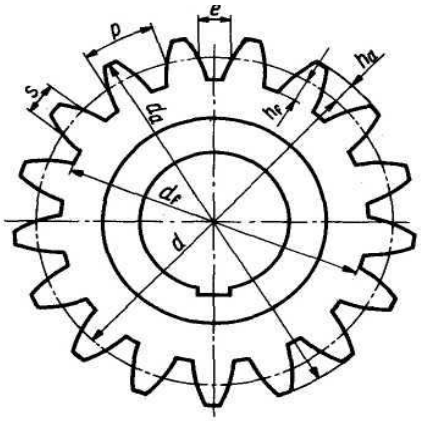
Koła zębate należą do części maszyn objętych normalizacją w szerokim zakresie. Podstawowe określenia przedstawione są na przykładzie koła walcowego o zębach prostych. Na rysunku 3 przedstawiono fragment uzębienia koła walcowego prostego. W kole takim uzębienie jest zawarte między okręgiem podstaw i okręgiem wierzchołków.



Rys. 3. Budowa zębów

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Uzębienie może być wykonane bądź bezpośrednio na korpusie koła, bądź na osobnym elemencie nasadzonym na korpus (stosuje się wówczas określenie: wieniec zębaty).
Powierzchnię ograniczającą szerokość *b* uzębienia nazywa się czołem uzębienia.
Podstawą do określenia elementów zęba i ich wymiarów jest tzw. okrąg podziałowy (oraz odpowiednio - powierzchnia podziałowa). Analogicznie do okręgów: podziałowego, wierzchołków i podstaw rozróżnia się średnice: podziałową d, wierzchołkową d_a oraz podstaw d_f.



Rys. 4. Główne wymiary koła zębatego

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Symbole literowe parametrów przekładni zębatych:

d – średnica podziałowa,
d_a – średnica wierzchołków,
d_f – średnica podstaw,
z – liczba zębów,
m – moduł,
b – szerokość wieńca,
a – odległość osi,
h – wysokość zęba,
h_a – wysokość głowy zęba,
h_f – wysokość stopy zęba,
p – podziałka mierzona na obwodzie koła podziałowego,
s – grubość zęba,
e – szerokość wrębu,
α_0 – kąt przyporu,
j – luz boczny (międzyzębny),
c – luz wierzchołkowy,
y – wskaźnik wysokości zęba określający stosunek wysokości głowy zęba do modułu; dla kół o zębatych normalnych (najczęściej stosowanych) $y = 1$.

Podstawowe parametry kół zębatych obliczamy według następujących wzorów:

Moduł (w mm)	$m = \frac{p}{\pi}$
Średnica podziałowa	$d=m\cdot z$
Średnica wierzchołków	$d_a = m(z+2)$
Średnica podstaw	$d_f=m(z-2,5)$
Wysokość głowy zęba	$h_a=m$
Wysokość stopy zęba	$h_f= 1,25m$

Wysokość zęba $h = h_a + h_f = 2,25m$
Grubość zęba $s = 0,5p - j$
Szerokość wrębu $e = 0,5p + j$
Luz wierzchołkowy $c = h_a - h_f = 0,25m$
Luz obwodowy (teoretyczny) $j \approx 0,04\ m$
Odległość osi współpracujących kół $a = 0,5\ (d_1 + d_2) = 0,5m(_{Zl} + z_2)$

Wartości modułów normalnych są objęte normą PN.

Tabela 2. Normalne moduły *m* kól zębatych (wyjątek z PN-78/M-88502)

Szeregi modułów w mm							
1	2	1	2	1	2	1	2
1 1,25 1,5 2 2,5	1,125 1,375 1,75 2,25 2,75	3 4 5 6 8	3,5 4,5 5,5 7 9	10 12 16 20 25	11 14 18 22 28	32 40 50 60 80 100	36 45 55 70 90
Uwagi: 1. Moduły pierwszego szeregu są uprzywilejowane. 2. W normie podane są również moduły w zakresie 0,05 ÷0,9 mm oraz moduły dopuszczone do stosowania w przemyśle ciągnikowym i samochodowym. 3. W budowie maszyn stosuje się moduły powyżej 1 mm.							

4.2.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Jaki jest podział kół zębatych walcowych?
2. Jaki jest podział kół zębatych stożkowych?
3. Omów budowę uzębienia w kole zębatym?
4. Scharakteryzuj podstawowe parametry koła zębatego.
5. Czy znasz wzory do obliczeń podstawowych wymiarów kół zębatych?

4.2.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Obliczyć wymiary koła zębatego walcowego o zębach prostych normalnych, mając dane: liczbę zębów $z = 21$ moduł $m = 5$ mm.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

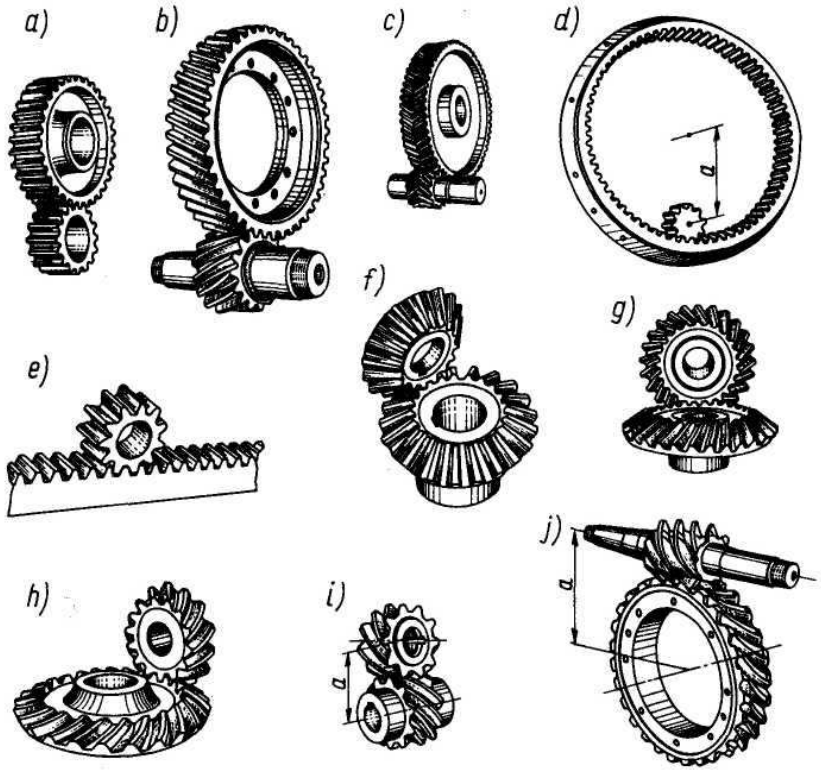
1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
2) dokonać analizy danych,
3) dobrać wzory do obliczeń (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
4) obliczyć:
   - średnicę podziałową,
   - średnicę wierzchołków,
   - średnicę podstaw,
   - wysokość głowy zęba,
   - wysokość stopy zęba,

4.3. Przekładnie zębate

4.3.1. Materiał nauczania

Rodzaje przekładni zębatych

Przekładnią zębatą pojedynczą nazywa się mechanizm utworzony z dwóch kół zębatych, mogących przenosić ruch dzięki wzajemnemu zazębianiu się ich zębów. Główne rodzaje przekładni zębatych pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Przekładnie zębate: *a ÷ d)* walcowe, *e)* zębatkowe, *f ÷ h)* stożkowe, *i)* śrubowe, *j)* ślimakowa

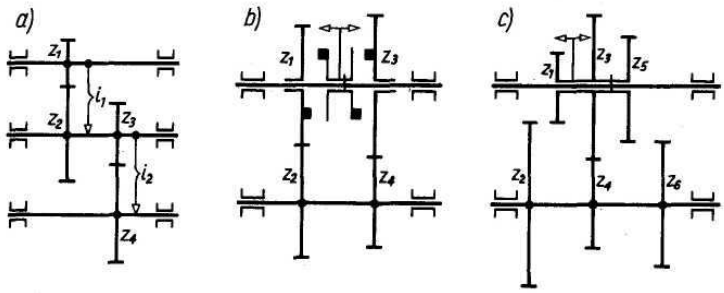
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

W zależności od wzajemnego położenia osi współpracujących kół przekładnie zębate dzieli się na:

- równoległe,
- kątowe,
- wichrowate.

Przedstawione na rysunkach przekładnie są przekładniami pojedynczymi. Z przekładni pojedynczych są tworzone przekładnie złożone. W zależności od ustawienia przekładni pojedynczych przekładnie złożone dzieli się na:

- wielostopniowe (rys. 6*a*),
- wielorzędowe (rys. 6*b* i *c)*.

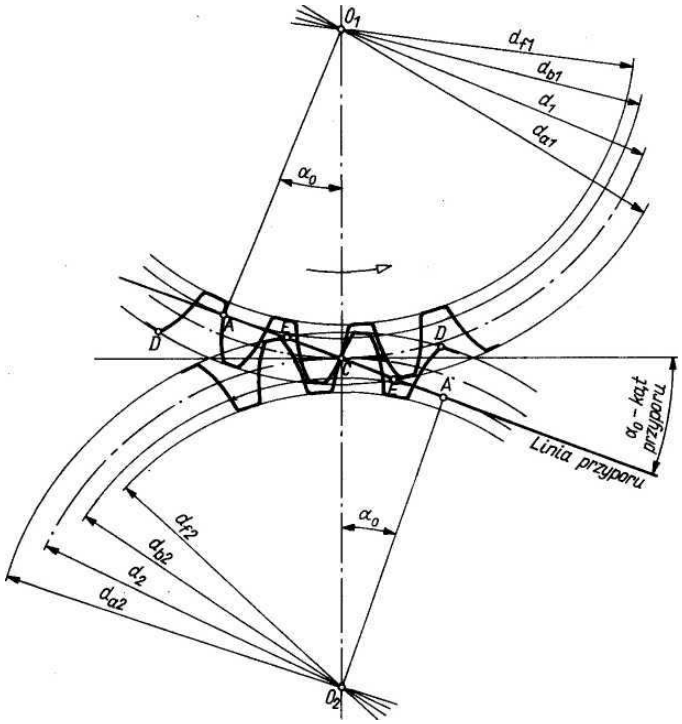


Rys. 6. Przekładnie złożone: *a)* wielostopniowa, *b, c)* wielorzędowe

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Warunki współpracy uzębień

W czasie pracy zęby koła czynnego naciskają na zęby koła biernego, powodując jego ruch obrotowy (rys. 7). Stopa zęba koła czynnego styka się początkowo z wierzchołkiem zęba koła biernego, następnie punkt styku przemieszcza się wzdłuż zęba i zakończenie współpracy pary zębów następuje wówczas, gdy wierzchołek zęba koła czynnego przestaje stykać się z zębem koła biernego. Miejsce chwilowego styku zębów (czyli przyporu) nazywa się punktem przyporu. Kolejne punkty przyporu tworzą linię, zwaną linią przyporu. Współpraca pary zębów odbywa się na odcinku tej linii, który określa się jako czynną linię przyporu.



Rys. 7. Współpraca uzębień przekładni zębatej

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Długość czynnej linii przypora wyznaczają punkty przecięcia linii przypora z okręgami wierzchołków kół czynnego i biernego.

Rozpatrując współpracę dwóch zębów, można stwierdzić, że od chwili wejścia do wyjścia z przypora ząb zakreśla łuk na kole tocznym, nazywany łukiem przyporu. Stosunek długości łuku przypora do podziałki na kole tocznym nazywa się liczbą przyporu.

Liczbę przyporu można określać jako stosunek długości czynnej linii przypora e do podziałki na kole zasadniczym p_b

$$\varepsilon = \frac{l}{p} = \frac{e}{p \cdot \cos\alpha_0} = \frac{e}{p_b}$$

Korekcja zębów i zazębienia

Przy nacinaniu uzębień metodą obwiedniową zęby narzędzia wykonują taki kształt wrębu, jaki jest niezbędny przy współpracy dwóch kół zębatych. W kołach o małej liczbie zębów może występować podcięcie zębów u podstawy. Graniczną liczbę zębów (teoretyczną), przy której nie następuje jeszcze ich podcięcie, obliczamy według wzoru

$$z_g = \frac{2y}{\sin^2\alpha_0}$$

Dla zębów normalnych (y = 1) otrzymujemy:
dla kąta przyporu α_o = 20° - z_g= 17 oraz dla α_o = 15°- z_g=*30.* Zakładając, że nieznaczne podcięcie zębów jest dopuszczalne, otrzymujemy praktyczną graniczną liczbę zębów

$$z'_g = 14 \text{ dla } \alpha_o = 20°$$
$$z'_g = 25 \text{ dla } \alpha_o = 15°$$

Stosując koła o liczbie zębów $z < z'_g$, należy przesunąć zarys zęba (zachowując jego wysokość) tak, aby uniknąć podcięcia zębów. Zarys przesuwamy na zewnątrz koła o wielkość

$$a)\ X = \frac{z_g - z}{z_g} \cdot m \quad \text{lub} \quad b)\ X = \frac{z'_g - z}{z_g} \cdot m,$$

gdzie: X – wartość przesunięcia zarysu w mm.

Przesuwanie zarysu zęba nazywamy korekcją kół zębatych. Uniezależniając przesunięcie zarysu od wartości modułu, wprowadzamy współczynnik przesunięcia zarysu x

$$x = \frac{X}{m}$$

stąd $a)\quad x = \frac{z_g - z}{z_g} \cdot m \quad$ lub $\quad b)\quad x = \frac{z'_g - z}{z_g} \cdot m$

Wersję *a)* stosujemy w przypadku, gdy podcięcie zarysu jest niedopuszczalne, natomiast *b)* – w przypadku dopuszczalnego niewielkiego podcięcia zarysu. W kołach o dużej liczbie zębów można stosować przesunięcie zarysu w głąb koła – tzw. ujemne przesunięcie zarysu. Współczynnik przesunięcia zarysu x może przybierać wartości

$$-1 < x < +1$$

Stosowanie dodatniego przesunięcia zarysu umożliwia zmniejszenie granicznej liczby zębów w kole zębatym. Stosowanie korekcji zęba przy nie zmienionej jego wysokości powoduje zmianę następujących wymiarów:

$d_a = m\ (z + 2) \pm 2X = m\ (z + 2 \pm 2x)$
$d_f = m\ (z - 2{,}5) \pm 2X = m\ (z - 2{,}5 \pm 2x)$
$h_a = m \pm X = m\ (1 \pm x)$
$h_f = 1{,}25m + X = m\ (1{,}25 + x)$
Podobnie zmienia się również średnica koła tocznego, która w kołach z zębami niekorygowanymi pokrywa się ze średnicą podziałową.
Zastosowanie jednego koła z przesuniętym zarysem powoduje konieczność wprowadzenia dalszych zmian w przekładni.

Stosujemy:
- ujemne przesunięcie w kole współpracującym (o tę samą wartość); przypadek ten oznaczamy w skrócie *X—X*,
- zmianę odległości osi kół; w tym przypadku przekładnię z przesunięciem zarysu oznaczamy *X+X*.

W pierwszym przypadku ujemne przesunięcie zarysu może doprowadzić do podcięcia zarysu, dlatego wprowadzamy warunek:

dla teoretycznej granicznej liczby zębów – $z_1 + z_2 \geq 2z_g$
dla praktycznej granicznej liczby zębów – $z_1 + z_2 > 2z'_g$

Jeżeli warunek ten jest spełniony, możemy stosować przesunięcie typu *X- X*.
W drugim przypadku należy obliczyć zmienioną odległość osi.
Jeżeli dodatnie przesunięcie zarysu zastosujemy w obu współpracujących kołach, należy rozsunąć osie kół na tzw. pozorną odległość osi a_p

$$a_p = \frac{d_1 + d_2}{2} + X_1 + X_2 = a + X_1 + X_2$$

Powstanie wówczas nadmierny luz obwodowy między zębami, który należy zmniejszyć do normalnej wartości, zbliżając osie o odcinek $K = k \cdot m$. Uzyskuje się w ten sposób tzw. rzeczywistą odległość osi a_r

$$a_r = a_p - K = a + X_1 + X_2 - K$$

Tablica 3. Orientacyjne wartości z_{min} dla różnych wartości *x*

Współczynnik przesunięcia zarysu	na zewnątrz koła ($x > 0$)						$x = 0$	w głąb koła ($x < 0$)				
	+ 1,0	+0,75	+0,65	+0,50	+0,40	+0,25	0,0	-0,25	-0,50	-0,65	-0,75	-1,0
z_{min}	17	13	11	9	7	10	14	18	23	25	27	31
poniżej z_{min}	następuje niedopuszczalne zaostrzenie zębów					następuje nadmierne podcięcie zębów						

Obliczanie wytrzymałości uzębień

Głównymi przyczynami zniszczeń zębów są naprężenia zginające u podstawy zęba i nadmierne naciski na boczną powierzchnię zęba. Dlatego najczęściej stosuje się:
- obliczanie zębów z warunku na zginanie,
- sprawdzanie nacisków powierzchniowych na bocznej powierzchni zębów.

W obliczeniach tych uwzględnia się także wpływ obciążeń dynamicznych na pracę uzębień.

Obliczanie zębów na zginanie

Na rysunku 8 przedstawiono układ sił działających na ząb. Nacisk zębów koła czynnego na zęby koła biernego jest wywołany siłą międzyzębną F_z, działającą w punkcie przyporu i normalną do powierzchni styku zębów.

Siła F_z wywołuje największe naprężenia zginające w zębie wówczas, gdy działa na jego wierzchołek. Przyjmuje się więc, że siła obwodowa F wynosi

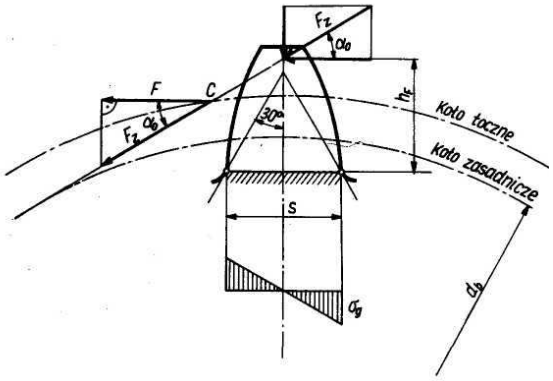
$$F = F_z \cos\alpha_0$$

Siła obwodowa F stanowi podstawę do obliczeń i jest wyznaczana z przenoszonego momentu obrotowego

$$F = \frac{2M}{d},$$

gzie d- średnica podziałowa.

Ramieniem momentu zginającego jest więc odcinek h_F, zaś przekrojem niebezpiecznym - prostokąt o wymiarach s i b (gdzie s - wymiar zęba u podstawy, b - szerokość uzębienia).



Rys. 8. Naprężenia zginające u podstawy zęba i rozkład sił

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Maksymalny moment zginający wynosi wówczas

$$M_g = F \cdot h_F$$

zaś maksymalne naprężenia zginające u podstawy zęba

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{6F \cdot h_F}{b \cdot s^2}$$

Współczynnik kształtu zęba q

$$q = \frac{6\frac{h_F}{m}}{(\frac{s}{m})^2} = \frac{6F \cdot h_F}{s^2}$$

$$\frac{q}{m} = \frac{6h_F}{s^2}$$

Maksymalne naprężenia zginające wyniosą

$$\sigma_g = \frac{F \cdot q}{b \cdot m} \le k_{gj}$$

Uwzględnienie w obliczeniach wytrzymałościowych nadwyżek dynamicznych i przeciążenia następuje przez zastąpienie siły F siłą obliczeniową

$$F_{obl} = \frac{K_p \cdot K_v \cdot F}{K_\varepsilon}$$

gdzie:
K_p – współczynnik przeciążenia, zależny od charakteru pracy przekładni,
K_v – współczynnik nadwyżek dynamicznych, zależny od prędkości obwodowej,
K_ε – współczynnik zależny od liczby przyporu.

Obliczanie zębów na naciski powierzchniowe

Obliczenie zębów na naciski powierzchniowe przeprowadzamy według wzoru

$$p_{\max} = C \cdot \sqrt{\frac{F_{obl}}{b \cdot d_1}(1 \pm \frac{1}{i})} \le k_0$$

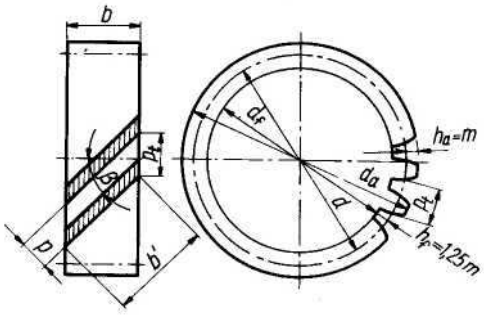
gdzie: k_0 – naprężenia dopuszczalne,
b- szerokość wieńca ($b = \lambda \cdot m$, λ=5÷15),
F_{obl} – siła obliczeniowa,
d_1 – średnica podziałowa,
C – współczynnik.

$$k_0 = \frac{5HB}{W}$$

w którym:
HB- twardość Brinella,
W- współczynnik zależny od prędkości obrotowej n i czasu pracy przekładni T.

Przekładnie równoległe z kołami zębatymi walcowymi o zębach skośnych

Do oznaczania wymiarów kół walcowych skośnych stosuje się te same symbole, co w kołach walcowych prostych, a ponadto:
m – moduł normalny,
m_t – moduł czołowy,
p – podziałka normalna,
p_t – podziałka czołowa,
β – kąt pochylenia linii śrubowej zęba.



Rys. 9. Koło zębate o zębach skośnych

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Za podstawę wykonania uzębień kół skośnych przyjmujemy przekrój zęba w płaszczyźnie normalnej (prostopadłej do linii zęba), wykorzystując tym samym narzędzia stosowane do obróbki kół walcowych prostych. Średnice kół skośnych mierzymy w płaszczyźnie czołowej walca, na którym nacinamy zęby, stosując następujące wzory:

– podziałka czołowa $p_t = \dfrac{p}{\cos\beta}$

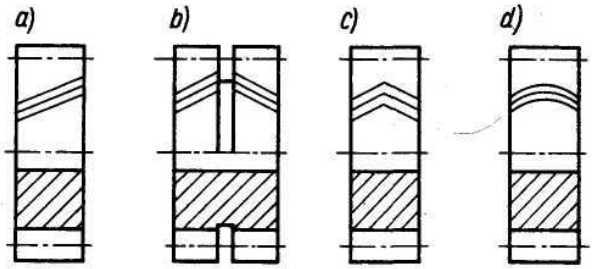
– moduł czołowy $m_t = \dfrac{m}{\cos\beta}$

– średnica podziałowa $d = m_t \cdot z = \dfrac{m \cdot z}{\cos\beta}$

– średnica wierzchołków $d_a = d + 2h_a = m(\dfrac{z}{\cos\beta} + 2)$

– średnica podstaw $d_f = d - 2h_f = m(\dfrac{z}{\cos\beta} - 2{,}5)$

W obliczeniach wytrzymałościowych zębów skośnych stosujemy podobne wzory jak przy obliczeniach kół o zębach prostych.



Rys. 10. Rodzaje kół walcowych z uzębieniem skośnym: *a)* skośne jednokierunkowe, *b ÷ d)* daszkowe (*b* - z rozdzielonym uzębieniem dwukierunkowym, *c* - z jednolitym uzębieniem, *d* - z zębami łukowymi)
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Przekładnie walcowe skośne i daszkowe znajdują obecnie coraz szersze zastosowanie, głównie ze względu na swoje zalety w porównaniu z przekładniami walcowymi o zębach prostych.

Do podstawowych ich zalet zalicza się:

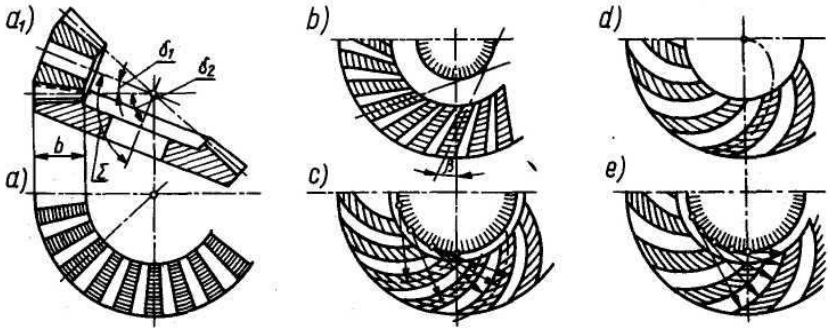
- bardziej równomierny przypór, powodujący większą płynność zazębienia oraz większą cichobieżność,
- zdolność do przenoszenia większych obciążeń, wynikającą z możliwości uzyskania większej liczby przypora oraz z korzystniejszego zarysu zębów,
- możliwość stosowania dowolnego kąta pochylenia linii zębów, co umożliwia zwiększenie rozstawienia osi bez zmiany liczby zębów.

Podstawową wadą przekładni z kołami o uzębieniu skośnym jednokierunkowym jest występowanie siły osiowej F_w. Siła ta powoduje obciążenie łożysk dodatkową siłą wzdłużną. W celu uniknięcia wpływu sił osiowych na pracę łożysk stosuje się koła daszkowe. W obydwu uzębieniach takiego koła (lewym i prawym) przyjmuje się tę samą wartość kąta β – ale o przeciwnym kierunku. W tym przypadku siły poosiowe znoszą się, zbędne jest stosowanie łożysk wzdłużnych oraz można przyjmować większe wartości kąta β (wyjątkowo nawet do 45°), co w myśl dotychczasowych rozważań znacznie zwiększa zalety tych przekładni. Powracając jednak do wad przekładni z kołami o zębach skośnych, należy wymienić konieczność zwiększenia dokładności wykonania zarysu zębów, ponieważ muszą one przylegać nie tylko wzdłuż określonej linii, lecz na całej wysokości. Również

wykonanie uzębień skośnych jest trudniejsze niż uzębień prostych. Pomimo podanych wad koła skośne, a zwłaszcza daszkowe, są często stosowane, chyba że występują przeciwwskazania natury konstrukcyjnej (np. w przekładniach złożonych wielorzędowych typu trójki przesuwne).

Przekładnie kątowe z kołami stożkowymi

Przekładnie kątowe są to przekładnie, w których osie kół zębatych przecinają się. Przekładnię kątową składającą się z dwóch kół stożkowych nazywa się przekładnią stożkową. Kąt między osiami współpracujących kół przekładni jest sumą kątów stożków podziałowych: $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ (rys. 11). Najczęściej są stosowane przekładnie, w których kąt Σ jest kątem prostym.



Rys. 11. Rodzaje zębów w kołach stożkowych: *a)* proste, *b)* skośne, c) kołowe, *d, e)* krzywoliniowe, *(d* -spiralne, *e* - ewolwentowe)

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

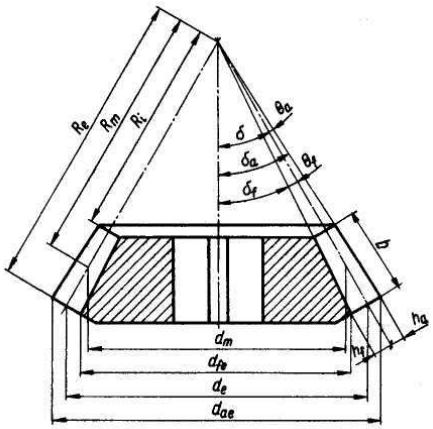
W zależności od rodzaju stosowanych kół stożkowych rozróżnia się m.in. następujące rodzaje przekładni stożkowych:

- koronową, w której jednym z elementów jest koło zębate płaskie,
- prostą, z kołami stożkowymi o zębach prostych,
- o zębach skośnych, z kołami stożkowymi skośnymi,
- palloidalną, z kołami stożkowymi o ewolwentowej linii zębów.

W porównaniu z przekładniami walcowymi przekładnie stożkowe wykazują następujące wady:

- mniejszą dokładność wykonania, wynikającą m.in. z faktu, że wymiary poszczególnych zębów są zróżnicowane, zależnie od odległości od osi stożka,
- jednostronne łożyskowanie wałków z osadzonymi kołami (najczęściej występujące w praktyce), powodujące uginanie się wałków i pogorszenie warunków pracy,
- koncentrację nacisków w pobliżu zewnętrznej średnicy (tylko w przekładniach o zębach krzywoliniowych naciski są skupione w środkowej części zęba),
- większe obciążenie łożysk.

Wymienione wady powodują, że przekładnie stożkowe są stosowane do przenoszenia niewielkich momentów obrotowych i przy małych prędkościach obwodowych. Przełożenia stosowane w przekładniach stożkowych są niewielkie ($i_{max} \leq 5$).



Rys. 12. Wymiary koła zębatego stożkowego prostego

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

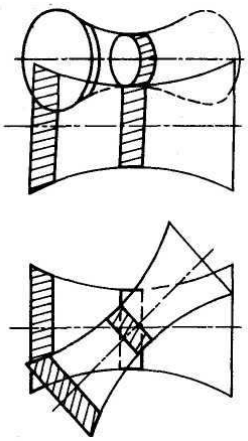
W kołach stożkowych występują – dodatkowo w stosunku do kół walcowych – następujące wymiary:

- kąt stożka podziałowego (wierzchołków, podstaw) δ (δ_a, δ_f), tj. kąt zawarty między osią koła i tworzącą jego stożka podziałowego (wierzchołków, podstaw),
- kąt głowy (stopy) zęba Θ_a (Θ_f),
- długość tworzącej stożka podziałowego: zewnętrznej R_e, średniej R_m lub wewnętrznej R_i.

W obliczeniach wytrzymałościowych kół stożkowych stosujemy podobne wzory jak przy obliczeniach kół o zębach prostych.

Przekładnie zębate śrubowe

Przekładniami wichrowatymi nazywa się przekładnie, w których osie kół nie leżą w jednej płaszczyźnie. Jedną z odmian przekładni wichrowatych stanowi przekładnia hiperboloidalna (rys. 13). Zapewnia ona liniowy styk powierzchni tocznych oraz stałość przełożenia. Wykonanie kół przekładni hiperboloidalnej jest bardzo trudne, dlatego w praktyce stosuje się przekładnie śrubowe walcowe lub stożkowe.



Rys. 13. Schematy przekładni hiperboloidalnej

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Przekładnie śrubowe charakteryzują się tym, że powierzchnie boczne współpracujących zębów stykają się punktowo, a nie liniowo, oraz dużymi poślizgami wzdłuż zębów. Cechy te

powodują, że przekładnie śrubowe ulegają szybkiemu zużyciu, mają gorszą sprawność od przekładni ślimakowych oraz są zdolne do przenoszenia tylko niewielkich obciążeń.
Z nielicznych zalet tych przekładni należy wymienić możliwość przesuwania kół wzdłuż osi wałów (w ramach szerokości uzębienia), co ułatwia montaż przekładni. Ponadto przekładnie te są bardziej cichobieżne, niż przekładnie ślimakowe.

Przekładnie śrubowe są budowane dla niewielkich przełożeń $i \leq 4$. Stosuje się je głównie do przenoszenia niewielkich mocy.

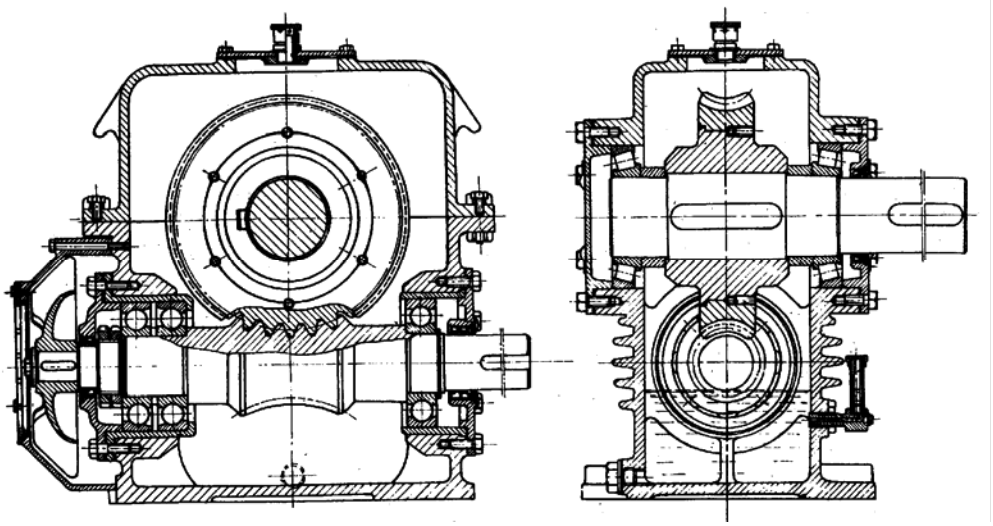
Przekładnie ślimakowe

Do podstawowych wad przekładni ślimakowych należą mała sprawność oraz konieczność stosowania do wykonania ślimacznic drogich materiałów odpornych na zatarcie. Ogranicza to stosowanie przekładni ślimakowych do napędów o krótkotrwałej pracy.
Przy prędkościach obrotowych ślimaka do 4-5m/s położenie ślimaka jest najczęściej dolne.
W położeniu tym ślimak zapewnia dobre smarowanie zazębienia. Przy prędkościach większych zanurzony ślimak wywołuje znaczne straty mocy wywołane rozbryzgiwaniem oleju, w takich przypadkach są ślimaki górne. Pionowe ustawienie ślimaka stosowane jest w przekładniach specjalnych. Pionowe ustawienie wału ślimaka może wynikać ze względów konstrukcyjnych układu napędowego, np. zastosowanie do napędu silnika kołnierzowego. Przekładnie jednostopniowe stosowane są przy przełożeniach i=6,5÷60, przełożenie przekładni wielostopniowej może osiągnąć wielkość rzędu kilku tysięcy. Ślimakowe przekładnie wielostopniowe wykonywane są często jako przekładnie walcowo-ślimakowe. Stopień szybkobieżny walcowy o przełożeniu najczęściej nie przekraczającym 6 zmniejsza prędkość poślizgu w zazębieniu ślimaka podnosząc tym samym ogólną sprawność napędu. Mniejsza wartość poślizgów umożliwia zastosowanie do wykonania ślimacznicy materiału o mniejszej odporności na zatarcie (tańszego). W przekładniach wielostopniowych ślimakowych na stopniu wolnobieżnym ślimak najczęściej ma położenie dolne, na stopniu szybkobieżnym – górne.

Konstruując przekładnię ślimakową należy zwrócić uwagę na:

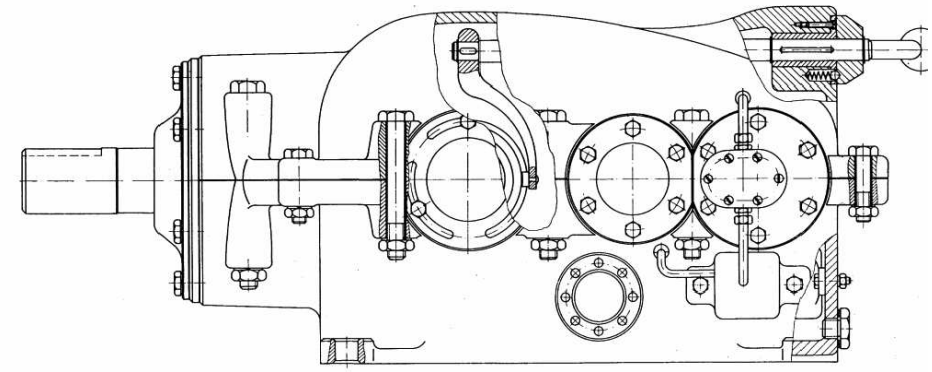
- znaczne obciążenie osiowe ślimaka i ślimacznicy,
- konieczność intensywnego chłodzenia korpusu przekładni. Mała sprawność przekładni powoduje znaczne nagrzanie się korpusu. Zwiększenie intensywności odprowadzania ciepła można osiągnąć stosując korpusy użebrowane bądź w szczególnych przypadkach nadmuch powietrza lub chłodzenie wodą,
- zapewnienie możliwości montażu ślimacznicy wraz z wałkiem w korpusie przekładni (korpus dzielony),
- zapewnienie możliwości regulacji napięcia wstępnego łożysk skośnych oraz wzajemnego położenia ślimaka i ślimacznicy. Weryfikację ustawienia przeprowadza się na podstawie obserwacji śladu przylegania zębów ślimaka i ślimacznicy (odpowiedni wziernik),
- dobranie dostatecznie sztywnego układu łożyskowania ślimacznicy uniemożliwiającego zmianę warunków zazębienia w przekładni obciążonej,
- wrażliwość ślimaków globoidalnych na dokładność ustawienia ślimaka względem ślimacznicy.

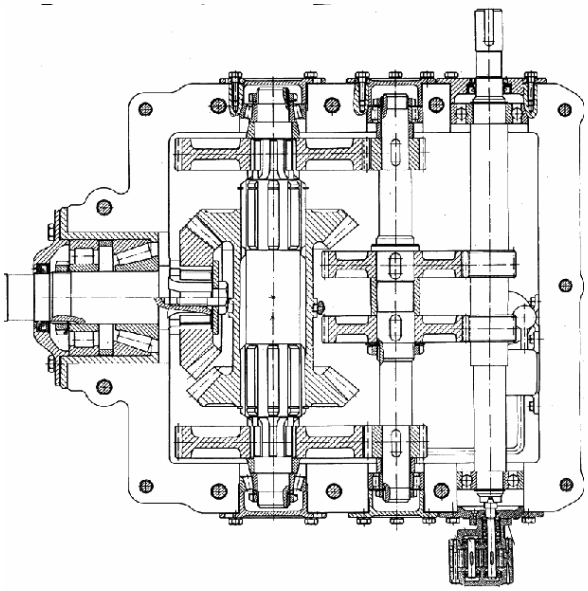
W porównaniu ze zwykłą przekładnią ślimakową, przekładnia globoidalna pozwala w określonych warunkach uzyskać większą zwartość (na skutek większej powierzchni dolegania) oraz wyższą sprawność, natomiast wymaga dużej dokładności wykonania i gładkości powierzchni oraz promieniowego przesuwu ślimaka względem ślimacznicy przy montażu, a zatem dzielonego kadłuba. Najpopularniejszym zarysem jest zarys trapezowy w przekroju osiowym z katem α_o=20° i niskimi zębami y_n=0,7 i φ_n=0,2.

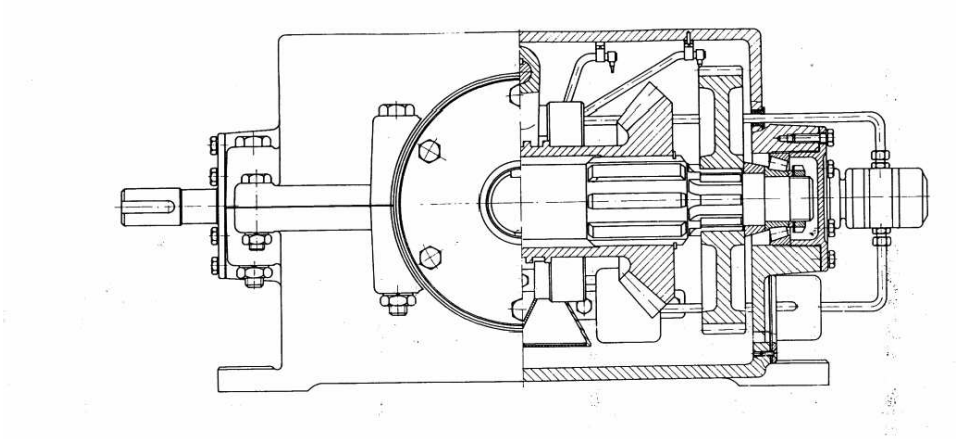


Rys. 14. Przekładnia globoidalna

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

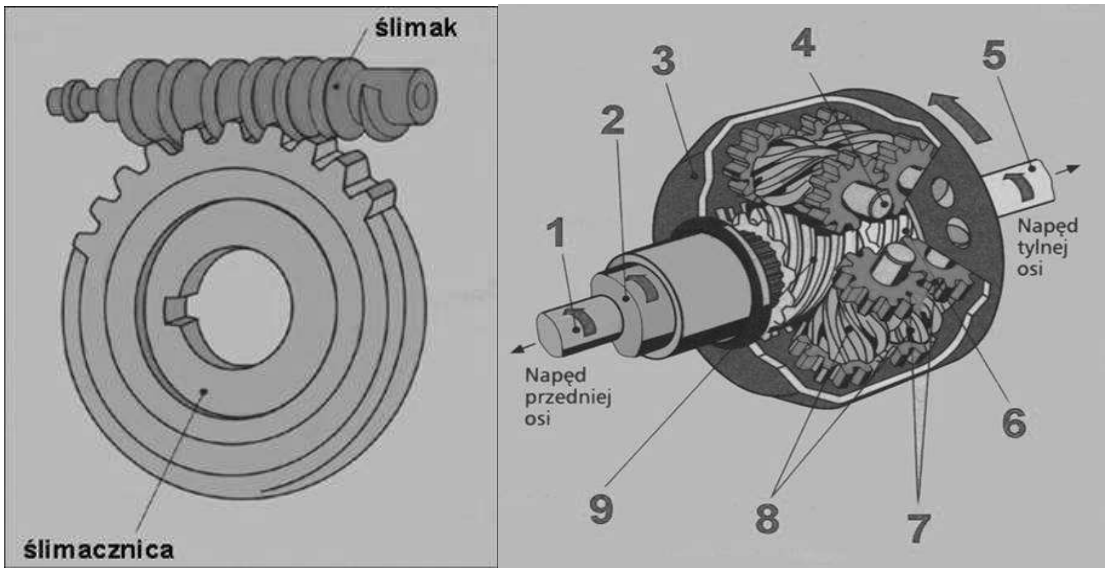






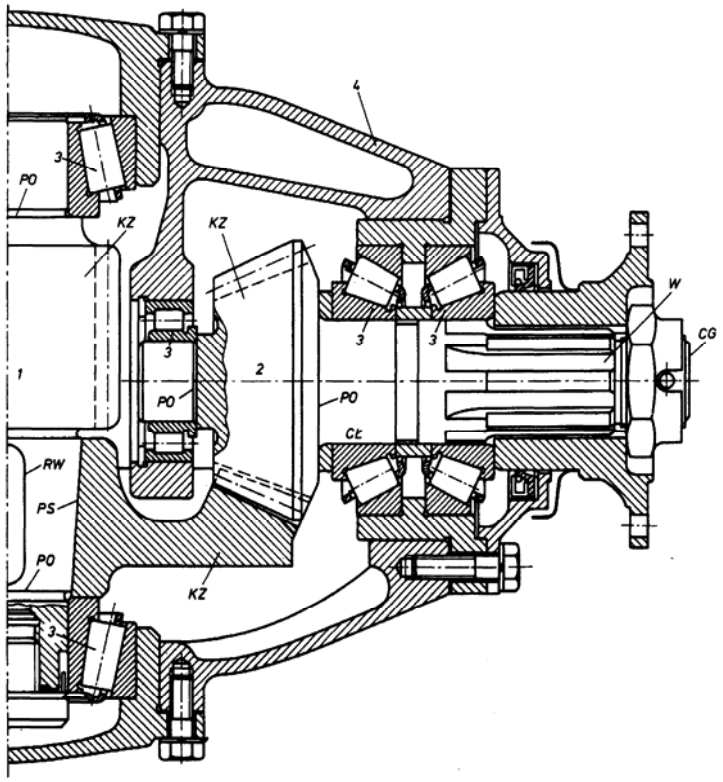
Rys. 15. Przekładnia trzystopniowa stożkowo-walcowa

Źródło: Kurmaz L.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2001



Rys. 16. Przegub wyrównujący torsyjny- skrętny 1 - wałek napędowy, 2 - wałek drążony, 3 - obudowa mechanizmu różnicowego, 4 - oś ślimacznicy i kół walcowych, 5 - wałek z przegubem, 6 - ślimak tylnej osi, 7 - koła zębate walcowe, 8 – ślimacznice, 9 - ślimak przedniej osi

Źródło: Kurmaz L.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2001



Rys. 17. Przykład przekładni stożkowo-walcowej:1-wał pośredni z kołami zębatymi, 2-wał napędzający (czynny), 3-łożyska, 4-korpus, CŁ – czopy łożyskowe, PS - powierzchnie oporowe, CG - części gwintowane, W-wielowypust, KZ – uzębienie na wale lub koło zębate osadzone na wale, RW – rowki wpustowe.

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

4.3.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Jak można sklasyfikować przekładnie zębate?
2. Jaki jest tok projektowania koła zębatego o zębach prostych?
3. Jakie są obciążenia zębów?
4. Jaki jest tok projektowania przekładni zębatej o zębach prostych?
5. Scharakteryzuj przekładnie o zębach skośnych?
6. Scharakteryzuj przekładnie o zębach stożkowych?
7. Scharakteryzuj przekładnie ślimakowe?
8. W jaki sposób dobieramy z katalogu przekładnię zębatą?

4.3.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

W przekładni zębatej prostej o przełożeniu $i = 1{,}4$ zastosowano koło zębate o module $m = 4$ mm. Odległość obu osi kół wynosi $a = 72$ mm. Obliczyć liczby zębów oraz wymiary poszczególnych kół zębatych.

3) dobrać z tablic wartość naprężeń dopuszczalnych (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
4) dobrać z tablic wartość współczynnika kształtu zęba,
5) założyć czas pracy przekładni,
6) dobrać z tablic wartość współczynnika K_p,
7) przyjąć wstępnie wartość współczynnika K_v,
8) obliczyć wartość momentu obliczeniowego,
9) obliczyć wartość modułu i przyjąć wartość znormalizowaną,
10) sprawdzić obliczenia,
11) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
12) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:
- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

4.3.4. Sprawdzian postępów

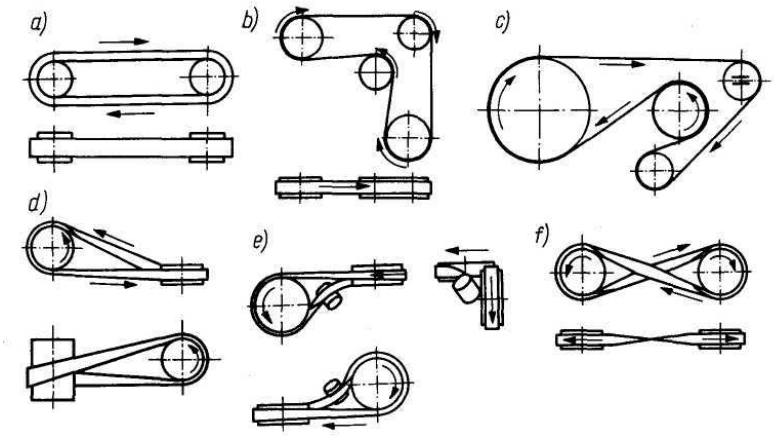
	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) sklasyfikować przekładnie zębate?	☐	☐
2) projektować koła zębatego o zębach prostych?	☐	☐
3) przeprowadzić obliczenia wytrzymałościowe przekładni zębatej?	☐	☐
4) projektować przekładnie zębate o zębach prostych?	☐	☐
5) charakteryzować przekładnie zębate?	☐	☐
6) dobrać przekładnię zębatą z katalogu?	☐	☐

4.4. Przekładnie cięgnowe

4.4.1. Materiał nauczania

Przekładniami cięgnowymi nazywa się przekładnie mechaniczne składające się z dwóch rozsuniętych kół i opasującego je podatnego cięgna. W zależności od rodzaju cięgna rozróżnia się przekładnie:
- pasowe z pasem płaskim, klinowym, okrągłym lub zębatym,
- łańcuchowe z łańcuchem płytkowym lub zębatym.

Przekładnie te przenoszą moc i moment obrotowy za pomocą sił tarcia powstających między kołem a cięgnem (pasem płaskim, klinowym lub okrągłym) lub przez zazębianie się koła z cięgnem (łańcuchem, pasem zębatym).



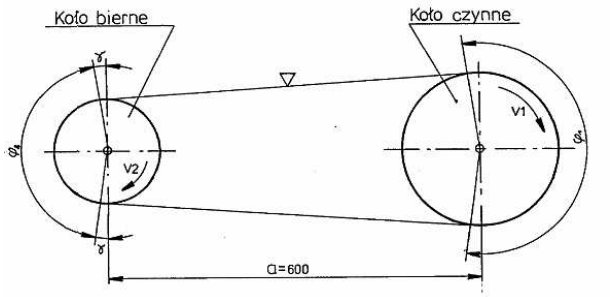
Rys. 18. Rys. 13.2. Rodzaje przekładni pasowych: *a, b, c)* otwarte, *d, e)* półskrzyżowane, *f)* skrzyżowane

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Do ogólnych zalet przekładni cięgnowych zalicza się:

- możliwość przenoszenia różnych mocy (od minimalnych do bardzo dużych, rzędu 1 500 kW w przekładniach pasowych oraz do 3 500 kW - w łańcuchowych);
- pracę przy różnych prędkościach cięgna (do 50 m/s w przekładniach pasowych i do 15 m/s lub więcej - w łańcuchowych);
- duże rozstawienia osi kół (do 15 m - w przekładniach pasowych i do 8 m - w łańcuchowych), przy wymaganej małej dokładności rozstawienia w porównaniu z przekładniami zębatymi.

Przekładnie cięgnowe są stosowane dość szeroko do przenoszenia napędu w bardzo różnych urządzeniach, co wynika m.in. z podanych zalet.



Rys. 19. Schemat kinematyczny przekładni pasowej

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Przekładnie pasowe z pasem klinowym

Metodyka obliczeń przekładni pasowych z pasem klinowym objęta jest PN.

Doboru pasów i zaprojektowania przekładni dokonuje się następująco:

1. Na podstawie założeń konstrukcyjnych przyjmuje się wstępnie średnice skuteczne d_{p1} i d_{p2}.
2. W zależności od wartości przełożenia przyjmuje się współczynnik k_1 oraz oblicza się średnice równoważne: $D_e = d_{p1} \cdot k_1$.
3. Na podstawie zaleceń według PN przyjmuje się wielkość pasa.
4. Oblicza się prędkość pasa v i dla danego pasa odczytuje się wartość mocy P_1, przenoszonej przez jeden pas.
5. Liczbę pasów wyznacza się z zależności: $z_1 = P \cdot k_T / P_1 \cdot k_L \cdot k_\varphi$
   w której:
   P – moc przenoszona przez przekładnię,

24.Wymiary długościowe pasa.

Nr	Wielkość	Oznaczenie	Wartość
1	*Lp*	Długość pasa	1800
2	*Lp'*	Odchyłki długości	+24 -12
3	Dop. Różnica długości pasów pracujących równolegle		4

24. Wymiary koła rowkowego dla pasa klinowego.

Nr	Wielkość	Wartość [mm]
1	*lp*	14
2	*bmin*	4,2
3	*hmin*	10,8
4	*e*	19±0,4
5	*f*	12,5±1
6	*d- średnica skuteczna*	200
7	Odchyłki średnicy *d*	+2

Przekładnie pasowe z pasem płaskim

Zalecenia do obliczeń przekładni pasowych z pasem płaskim.

Obecnie przekładnie z pasami płaskimi stosuje się bardzo rzadko. Spotyka się je w maszynach rolniczych, gdy odległości pomiędzy osiami są znaczne.

Metodyka przekładni pasowych z pasem płaskim nie jest objęta normą. Normy obejmujące pasy płaskie napędowe nie podają danych niezbędnych do obliczeń przekładni, dlatego też projektując napęd z pasem płaskim należy opierać się na materiałach źródłowych z badań lub na zaleceniach poradnikowych.

Wybór pasa płaskiego zależny jest między innymi od przewidywanych warunków pracy (środowisko, prędkość obwodowa, średnice kół itp.).

Zalecane wartości naprężeń wstępnych w pasie wynoszą:

δ_o= 160N/cm^2 – przy pionowych lub bliskich do pionowego położenia przekładni, niewielkich odległościach między osiami, stałej długości pasa,

δ_o= 180N/cm^2 – przy kącie nachylenia przekładni do poziomu ≤ 60°

δ_o= 200N/cm^2 – w przekładniach samonaprężnych.

Wartość modułów sprężystości, wykładników krzywych zmęczeniowych cechuje duża zmienność. Moduł sprężystości wzdłużnej psów płaskich waha się w granicach E =10000-35000 N/cm^2. Dla pasów płaskich wulkanizowanych można przyjąć moduł sprężystości - na rozciąganie E = 20000 N/cm^2, na zginanie E_g = 14000 N/cm^2.

Średnia wartość wykładnika m krzywej zmęczeniowej wynosi m~6 (dla pasów gumowych - wulkanizowanych m = 4.2÷7.5, dla pasów bawełnianych tkanych m = 4.2÷8.5).

W napędach pasowych szybkobieżnych (v> 30m/s) stosowane są pasy bez końca – tkane oraz pasy z tworzyw sztucznych.

Przekładnie łańcuchowe

W ogólnej budowie maszyn przekładnie łańcuchowe stosowane są najczęściej w układach napędowych. Powszechnie stosowane łańcuchy napędowe to łańcuchy rolkowe.

Przekładnia łańcuchowa składa się z dwóch lub więcej kół uzębionych i opasującego je łańcucha. Łańcuch jest cięgnem giętkim, które składa się z szeregu ogniw łączonych

przegubowo, przy czym kształt ogniw i uzębień kół może być różny – zależnie od rodzaju i konstrukcji przekładni.
Przekładnie łańcuchowe zachowują stałe przełożenie i umożliwiają dowolne rozstawienie osi kół przez dobór cięgna (łańcucha) o odpowiedniej długości. Mogą one przenosić duże siły (cięgno metalowe) przy mniejszym obciążeniu łożysk i wałów, niż w przypadku przekładni pasowych oraz łagodzą skutki gwałtownych szarpnięć. Podstawowe parametry przekładni łańcuchowych (przenoszona moc, przełożenia, prędkość obrotowa oraz obwodowa) nie różnią się specjalnie od parametrów innych przekładni mechanicznych.
Przekładnie łańcuchowe – to dwa (lub więcej) koła łańcuchowe o specjalnym zarysie zębów oraz opasający je łańcuch, złożony z ogniw łączonych przegubowo (cięgno giętkie).

Wady przekładni łańcuchowych:
- nierównomierność biegu w przypadku zbyt małej liczby zębów w kole;
- duży koszt i dokładność wykonania łańcucha;
- możliwość nagłego zerwania łańcucha w wyniku przeciążenia (utrudniona obserwacja miejsc osłabionych);
- konieczność smarowania łańcucha i regulacji zwisu;
- pewna nierównomierność ruchu, na skutek układania się łańcucha na wielokącie;
- hałaśliwa praca;
- nierównomierność przenoszenia momentu przy osiach wichrowatych;
- niezabezpieczenie innych mechanizmów napędzanego urządzenia od przeciążeń.

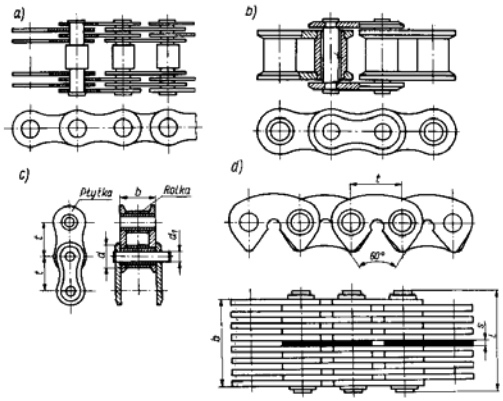
Zalety przekładni łańcuchowych:
- stałość przełożenia;
- brak poślizgu;
- możliwość dowolnego rozstawienia osi kół przez dobór łańcucha;
- małe obciążenie łożysk;
- łatwy montaż i demontaż;
- duża trwałość i zwartość konstrukcji;
- przenoszenie dużej siły obwodowej;
- przenoszenie napędu na dwa lub więcej wały przy ich pionowym ustawieniu.

Zastosowanie – trudność zastosowania przekładni zębatych lub pasowych, przy dużym rozstawieniu osi kół, dużej sile obwodowej i żądanym stałym przełożeniu.
Graniczne wartości cech użytkowych przekładni łańcuchowych (na jednym stopniu):
przełożenie (i) – 6 (wyjątkowo 10), sprawność (η) – 0,97 – 0,98, moc przenoszona (P) w kW 3700, prędkość obrotowa (n) – 5000 obr/min, prędkość obwodowa (v) w m/s – 17 do 40, siła obwodowa (F) w kN – 280.
Łańcuchy:
- nośne (dźwigowe);
- transportowe (podnośnikowe);
- napędowe.

Łańcuch płytkowy – podstawowa grupa łańcuchów napędowych. Ogniwa łańcucha składają się z cienkich płytek stalowych, połączonych przegubowo ze sworzniami (łańcuch Galla).
Do głównych rodzajów zalicza się:
Łańcuch sworzniowy – składa się z płytek wewnętrznych, osadzonych luźno na czopach sworzni i płytek zewnętrznych, osadzonych na wcisk. Prędkość do 0,5 m/s (znikome zastosowanie).
Łańcuch tulejkowy – na sworzeń jest osadzona obrotowo tulejka hartowana. Płytki wewnętrzne są osadzone na wcisk na tulejkę, a płytki zewnętrzne również wciskowo na sworzeń. Prędkość v do 15 m/s.
Łańcuch rolkowy – składa się na przemian z ogniw zewnętrznych i wewnętrznych

o konstrukcji podobnej do ogniw łańcucha tulejkowego. Wprowadzono dodatkową rolkę obracającą się swobodnie względem tulejki osadzonej na sworzniu. Zwiększona trwałość w stosunku do łańcuchów tulejkowych oraz mniejsze zużycie uzębień w kołach.

Łańcuch zębaty (cichobieżny) – ogniwa złożone są z cienkich płytek (1,5÷2 mm) mających występy trapezowe, zazębiające się z kołami uzębionymi. Ułożone są na przemian parami i połączone przegubowo. Jako zabezpieczenie od przesunięć bocznych służą płytki prowadzące umieszczone w środku łańcucha wchodzące w wycięcia w zębach koła łańcuchowego i zabezpieczające łańcuch przed zsuwaniem się z koła – lub po bokach. Biorą one udział w przenoszeniu siły. Pożądana parzysta liczba ogniw.



Rys. 20. Łańcuchy napędowe: *a)* sworzniowy, *b)* tulejkowy, *c)* rolkowy, *d)* zębaty

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Łączenie łańcuchów – w zamknięty obwód odbywa się za pomocą ogniw złącznych. Mają one dłuższy sworzeń z nakrętką, zatrzaskiem, zawleczką lub drutem. Nieparzysta liczba ogniw (niewskazane) – ogniwo złączne musi mieć płytki odpowiednio wygięte.

Obliczanie przekładni łańcuchowych (tok postępowania)

Przy doborze liczby zębów kierować się należy następującymi zaleceniami:

1. Dobór zębów w małym kole z_1;
   Zbyt mała liczba zębów na z_1 spowoduje nierównomierność biegu, przeciążenie, hałas;
   Zbyt duża liczba zębów na z_2 – przy wydłużeniu łańcucha nastąpi jego zeskakiwanie;
   Zalecane liczby zębów w zależności od przełożenia, wg (i jest ograniczone przez $z_{1\,min}$ i $z_{2\,max}$);
2. Podziałkę t (p) łańcucha dobieramy wg katalogu (przekładnia szybkobieżna, t – możliwie małe);
3. Średnicę podziałową (łańcuch tulejkowy, rolkowy) wyznaczamy z zależności:

$$D_p = \frac{t}{\sin\gamma} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z}}$$

z – liczba zębów koła łańcuchowego

4. Odległość osi a – generalnie wg założeń konstrukcyjnych. Im mniejsze a, tym mniejszy jest kąt opasania α na małym kole. Kąt α powinien być większy od 120°;
   Gdy α > 120° przyjmuje się a:
   $i \leq 3$

$$a_{min} = \frac{D_1 + D_2}{2} + (30 \div 50)mm$$

$i > 3$

$$a_{min} = \frac{D_1 + D_2}{2} \cdot \frac{9 + i}{10}$$

D_1, D_2 – średnice zewnętrzne kół łańcuchowych.

Praktyka: $a = (30 \div 50)t$

5. Długość łańcucha L i liczba ogniw m są związane zależnością:

$$m = \frac{L}{t} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

skąd:

$L = m \cdot t$

$\pi \cdot D = z \cdot t$

6. Wyznaczenie średniej prędkości łańcucha:

$$v = \frac{z \cdot t \cdot n}{60}$$

Ponieważ w katalogu wytwórców podane są wartości sił zrywających Fr - w praktyce – należy sprawdzić warunek:

$$x = \frac{F_r}{F} > x_R$$

gdzie:

x – obliczeniowy (rzeczywisty) współczynnik bezpieczeństwa,

x_R – wymagany współczynnik bezpieczeństwa **($x_R > 5$)**,

F_r – obciążenie zrywające wg,

F – obliczeniowa siła obciążająca łańcuch.

7. Wartość siły obwodowej:

$$F = \frac{P \cdot K_1}{v}$$

gdzie:

P – przenoszona moc;

v – prędkość łańcucha;

K_1 – współczynnik zależny od warunków pracy $K_1 = (0{,}63 \div 4{,}55)$;

8. Wyznaczanie liczby obiegów łańcucha:

$$\frac{v}{L} \le \left(\frac{v}{L}\right)_{max}$$

Dobór łańcucha z aktualnego katalogu wytwórcy – sprawdź zalecane parametry przekładni.

4.4.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Jaki jest podział przekładni cięgnowych?
2. Jakie są zalety przekładni cięgnowych?

4.5. Przekładnie cierne

4.5.1 Materiał nauczania

Przekładniami ciernymi nazywa się przekładnie składające się z dwóch (lub więcej) kół, które przekazują ruch i moment obrotowy z koła czynnego na koło bierne za pomocą siły tarcia. Siłę tarcia uzyskuje się przez docisk współpracujących kół oraz stosowanie odpowiednich materiałów na powierzchnie cierne.

Koła stosowane w przekładniach ciernych mogą być walcowe, stożkowe oraz tarczowe (o powierzchniach gładkich), a także o zarysie krzywoliniowym. Osie kół są równoległe lub - w przypadku kół stożkowych – przecinają się.

Rozróżnia się przekładnie cierne o stałym przełożeniu oraz przekładnie bezstopniowe, umożliwiające zmianę wartości przełożenia (w określonym zakresie) w sposób ciągły. Przekładnie cierne o zmiennym przełożeniu są nazywane wariatorami lub chyżozmianami. W przekładniach o zmiennym przełożeniu są również stosowane elemetny pośredniczące w przekazywaniu momentu, którymi mogą być krążki (rolki), pierścienie, pasy itd. W celu odciążenia wałów i łożysk od obciążeń poprzecznych wprowadza się coraz częściej przekładnie odciążone, w których siły docisku kół ciernych znoszą się wzajemnie.

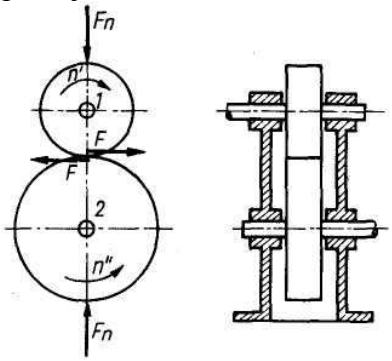
W porównaniu z przekładniami zębatymi, przekładnie cierne o stałym przełożeniu wykazują następujące zalety:

- znacznie prostszą konstrukcję;
- cichobieżność, wynikającą m.in. z rodzaju stosowanych materiałów i styku powierzchni gładkich;
- płynność pracy (głównie przy niewielkich obciążeniach i dużych prędkościach obrotowych);
- łatwość uzyskania zmiany kierunku obrotów (nawrotność);
- możliwość stosowania przekładni odciążonych.

Zasadniczymi wadami przekładni ciernych są:

- znaczne naciski na wały i łożyska, powodujące m.in. zwiększenie wymiarów i ciężaru przekładni (w przeliczeniu na jednostkę przenoszonej mocy), szybsze i nierównomierne zużycie współpracujących elementów itp.;
- niemożność zapewnienia stałego przełożenia ze względu na występowanie poślizgu.

Obliczanie przekładni ciernych polega na wyznaczeniu wymiarów przekładni w zależności od przenoszonej mocy, prędkości obrotowej i zastosowanych materiałów oraz na ustaleniu siły F_n, z jaką należy dociskać współpracujące koła.



Rys. 21. Przekładnia cierna z kołami walcowymi

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Przy obliczaniu przekładni ciernej równoległej o kołach walcowych stosujemy następujące wzory:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1(1-\varepsilon)}$$

gdzie:
R_1, R_2 – promienie kół ciernych,
ε - poślizg (względny).
Odległość osi kół wynosi

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1 + D_2 \cdot i}{2} = D_1 \frac{1+i}{2}$$

Średnica kół

$$D_1 = \frac{2a}{1+i} \qquad \text{oraz} \qquad D_2 = i \cdot D_1 = \frac{2a \cdot i}{1+i}$$

Zastępcze promienie krzywizny powierzchni styku

$$\rho = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = \frac{D_1 \cdot D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{i \cdot a}{(1+i)^2}$$

Wartość siły docisku F_n niezbędnej do przeniesienia siły obwodowej F

$$F_n = F \cdot \frac{\beta}{\mu}$$

gdzie:
β –współczynnik pewności (zwykle β = 1,4 ÷ 2),
μ – współczynnik tarcia.

Wskaźnik układu (współczynnik Stribecka)

$$k = \frac{F_n}{2\rho \cdot b} \le k_0$$

w którym:
b- szerokość kół, ze względów konstrukcyjnych przyjmuje się $b = \varphi \cdot a$, gdzie $\varphi = 0{,}2 \div 0{,}4$,
k_o – naciski dopuszczalne.

Wartość siły obwodowej jaką może przenieść przekładnia

$$F \le \frac{F_n \cdot \mu}{\beta} = 2\rho \cdot b \cdot k_0 \cdot \frac{\mu}{\beta}$$

Moc na wale czynnym przekładni

$$P_1 = F \cdot v_1 = 2\rho \cdot b \cdot k_0 \cdot \frac{\mu}{\beta} \cdot v_1$$

gdzie $v_1 = \dfrac{D_1 \cdot \omega_1}{2}$

Odległość osi

$$a = (1+i)\sqrt{\frac{P_1 \cdot \beta}{2i \cdot \varphi \cdot k_0 \cdot \mu \cdot \omega_1}}$$

W celu zmniejszenia siły nacisku możemy stosować przekładnie cierne z kołami rowkowymi.

4.7. Mechanizmy

4.7.1. Materiał nauczania

Rodzaje mechanizmów i ich klasyfikacja

Mechanizmem nazywa się zespół części maszynowych połączonych ze sobą ruchowo tak, aby ruch jednej z nich powodował ściśle określone ruchy użyteczne pozostałych części danego zespołu. Poszczególne części mechanizmu nazywa się członami (ogniwami).

W każdym mechanizmie można wyodrębnić: człon czynny (napędzający), człon bierny (napędzany) oraz podstawę, którą stanowi człon nieruchomy lub człon, względem którego określa się ruchy innych członów. Człon bierny jest napędzany przez człon czynny bezpośrednio lub za pomocą członów pomocniczych, zwanych łącznikami. Członami mechanizmu mogą być elementy sztywne (itd. dźwignie, tłoki, wały, korby itd.) lub odkształcalne (sprężyny, cięgna: pasy, łańcuchy, itd.). W niektórych mechanizmach rolę członu odgrywają również ciała ciekłe lub gazowe, zamknięte w cylindrze lub przewodach.

Człony łączą się ze sobą w węzłach, tzn. w miejscach, w których odbywa się zmiana rodzaju (kierunku) ruchu. Połączenie ruchowe dwóch członów tworzy tzw. Parę kinematyczną. Przykładami najprostszych par kinematycznych są: łożysko ślizgowe i wał, śruba z nakrętką i inne.

Klasyfikacja par kinematycznych i mechanizmów. Każdy człon przed połączeniem z innym członem w parę kinematyczną może mieć, jako bryła sztywna (ciało swobodne), sześć stopni swobody: trzy przesunięcia wzdłuż trzech osi przestrzennego układu współrzędnych (wzajemnie prostopadłych) i trzy ruchy obrotowe wokół tych osi. W wyniku połączenia członów w parę kinematyczną liczba stopni swobody dla każdego członu zostaje ograniczona, w zależności od rodzaju zastosowanych więzów. Liczbę stopni swobody ustala się z zależności

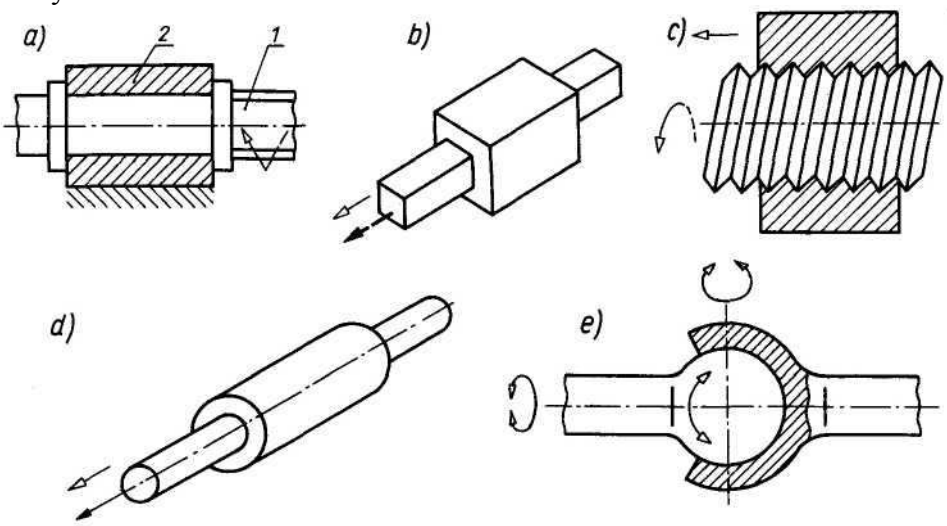
$$a = 6\text{-}s$$

w której:

a – liczba odebranych stopni swobody,

s – liczba stopni swobody danej pary kinematycznej.

Pary kinematyczne dzieli się na klasy, przy czym numer klasy określa liczbę odebranych stopni swobody.



Rys. 33. Przykłady par kinematycznych: *a, b, c)* klasy V, *d)* klasy IV, *e)* klasy III

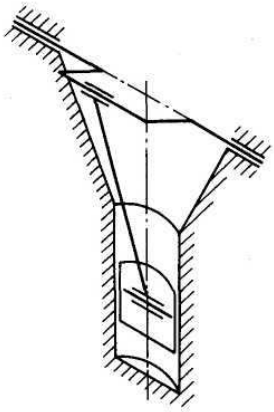
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Pary kinematyczne są łączone w zespoły, tworząc łańcuchy kinematyczne. Przykładem łańcucha kinematycznego jest układ korbowy silnika (rys. 34), w którym kolejne pary kinematyczne tworzą człony: łożyska - wał wykorbiony - korbowód - tłok – tuleja cylindra (korpus). Zespoły par tworzą często bardzo złożone łańcuchy kinematyczne, np. w układach napędowych obrabiarek. W zależności od liczby członów i liczby par kinematycznych można określić liczbę stopni swobody łańcucha, czyli tzw. ruchliwość mechanizmu. Dla łańcuchów płaskich, w których tory ruchu poszczególnych członów leżą w jednej płaszczyźnie, ruchliwość mechanizmu określa zależność

$$w = 3(n-1)-2p_5-1p_4$$

w której:

w - ruchliwość (stopień ruchliwości) mechanizmu płaskiego,
n - liczba członów,
p_5 - liczba par klasy V,
p_4 - liczba par klasy IV.



Rys. 34. Schemat układu korbowego silnika

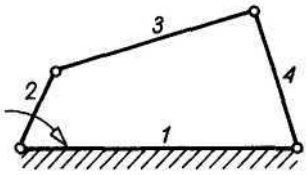
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Mechanizmy w zależności od ich konstrukcji i zasad działania można podzielić na mechanizmy:

- ruchu obrotowego (zębate, cierne, cięgnowe), śrubowe,
- dźwigniowe (wraz z korbowymi i jarzmowymi),
- krzywkowe,
- przerywanym ruchu członu biernego (m.in. zapadkowe, tzw. krzyż maltański),
- z elementami sprężystymi.

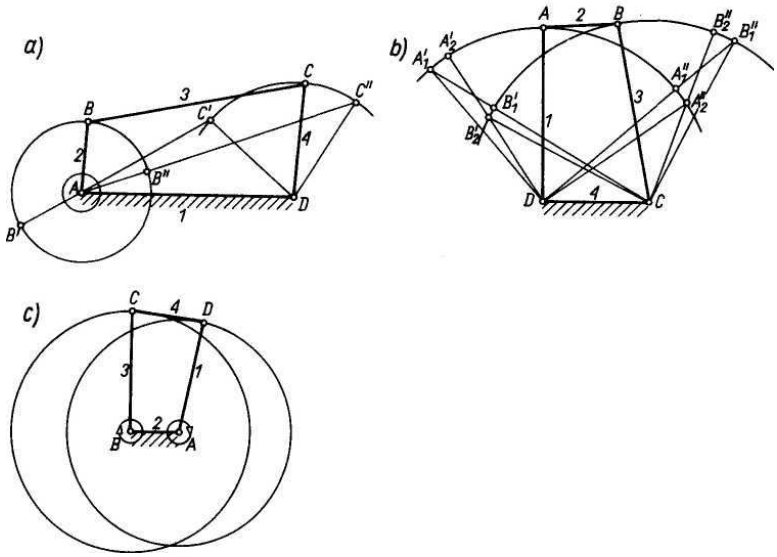
Mechanizmy dźwigniowe

Podstawowym mechanizmem dźwigniowym jest czteroczłonowy łańcuch dźwigniowy, składający się z czterech członów połączonych ze sobą przegubowo w węzłach (rys. 35). Mechanizm ten jest nazywany czworobokiem przegubowym. Składa się on z podstawy *1,* ramion *2* i *4* oraz łącznika *3.* Poszczególne człony czworoboku przegubowego są sztywne, a ich długości niezmienne, zatem ruchy członów odbywają się po ściśle określonych torach, zależnych m.in. od wymiarów członów.



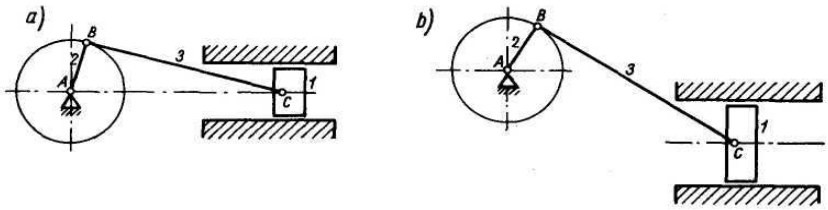
Rys. 35. Czteroczłonowy łańcuch dźwigniowy

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003



Rys. 36. Mechanizmy dźwigniowe: *a)* korbowo-wahaczowy, *b)* dwuwahaczowy, c) dwukorbowy

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003



Rys. 36. Schematy mechanizmów korbowych: *a)* symetrycznego, *b)* niesymetrycznego

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Mechanizmy dźwigniowe mają tak duże i różnorodne zastosowanie w budowie maszyn i urządzeń mechanicznych.

Mechanizmy korbowo-wahaczowe są stosowane w stawidłach maszyn tłokowych, mechanizmach obrabiarek, mieszalnikach itp.; w tych przypadkach członem napędzającym jest korba. W urządzeniach o napędzie nożnym, np. w maszynach do szycia itp., członem czynnym jest wahacz.

Mechanizmy dwuwahaczowe są stosowane m.in. w niektórych żurawiach o zmiennym wysięgu i umożliwiają przenoszenie ładunków w linii poziomej.

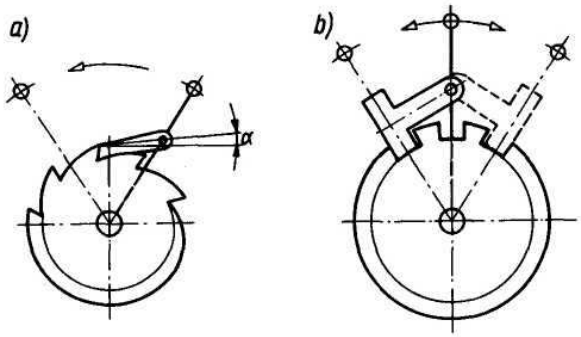
Mechanizmy dwukorbowe mogą być wykorzystywane jako przekładnie o zmiennym przełożeniu chwilowym. Przy jednakowych długościach obu korb stosuje się je m.in.

w przenośnikach skokowych. Do najbardziej znanych i rozpowszechnionych należą mechanizmy korbowe. Służą one do zamiany ruchu obrotowego na postępowo-zwrotny (w sprężarkach, pompach tłokowych) lub ruchu postępowo-zwrotnego na obrotowy (w silnikach spalinowych, parowych tłokowych).
Mechanizmy jarzmowe są stosowane przede wszystkim do napędu obrabiarek (głównie strugarek i dłutownic), w których ruchem roboczym jest ruch prostoliniowy.

Mechanizmy do otrzymywania ruchu przerywanego

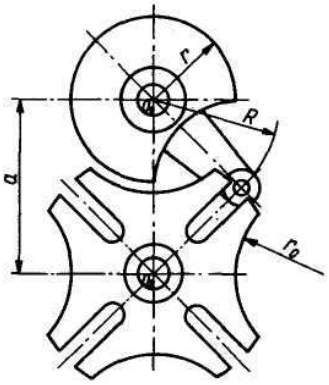
Mechanizmy o ruchu przerywanym spełniają w budowie maszyn i urządzeń różne zadania. Najczęściej służą one:

- do uzyskania ruchu przerywanego jednokierunkowego (w sprzęgłach jednokierunkowych, w hamulcach samoczynnych itp.),
- do przenoszenia ruchu obrotowego w sposób nieciągły (do obrotu głowic rewolwerowych, obrotu wielopozycyjnych stołów i bębnów itp.),
- do przenoszenia ruchu prostoliniowego w sposób nieciągły (do napędu posuwu przerywanego strugarek, dłutownic itp.).



Rys. 37. Schemat mechanizmu zapadkowego: *a)* jednokierunkowego, *b)* dwukierunkowego

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003



Rys. 38. Krzyż maltański

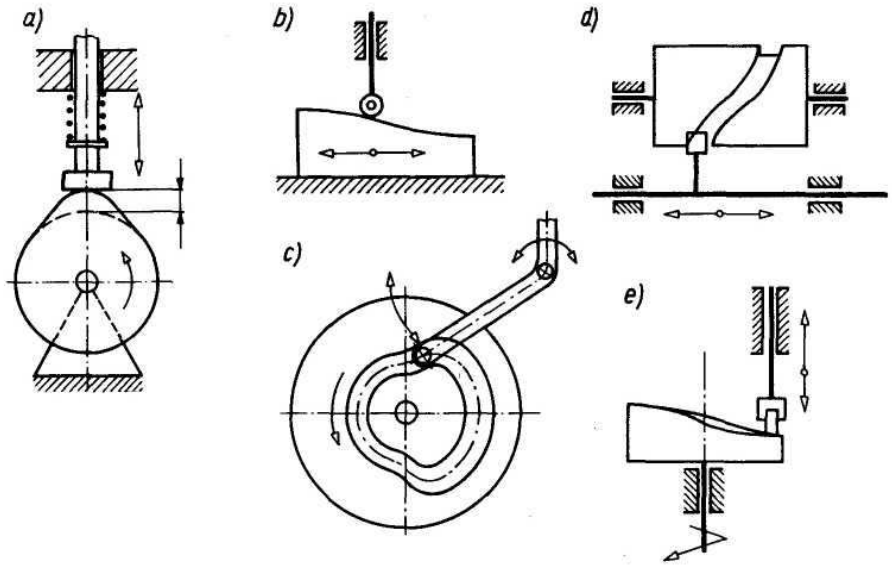
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Mechanizmy krzywkowe

Mechanizm krzywkowy umożliwia otrzymanie dowolnego ruchu elementu napędzanego. Ruch ten zależy głównie od rodzaju ruchu krzywki i jej kształtu. Mechanizm krzywkowy

składa się z krzywki i popychacza Kształt krzywki ustala się w zależności od programu pracy mechanizmu krzywkowego, na który składa się:

- rodzaj ruchu krzywki (obrotowy, wahliwy, postępowy),
- rodzaj ruchu popychacza (najczęściej postępowo-zwrotny o zmiennej prędkości, w tym również z możliwością postoju, lub wahadłowy),
- sposób przekazywania ruchu (ruch elementu napędzanego otrzymuje się bezpośrednio od popychacza lub za pośrednictwem mechanizmu dźwigniowego, zębatego itd).



Rys. 39. Rodzaje mechanizmów krzywkowych: *a, b)* z krzywką płaską, *c)* z krzywką tarczową *d, e)* z krzywką walcową

Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

Projektowanie mechanizmów śrubowych (przykład)

Założenia projektowe

Warunki pracy: przenośny, do samochodu, do pracy dorywczej, używany w terenie nieutwardzonym, podnośnik obsługiwany jedną ręką F_R = 250 N, gwint smarowany smarem plastycznym (μ=0,1), obudowa zamknięta, nakrętka nieruchoma w obudowie oparta na kołnierzu; napędzana śruba, co wymaga kamienia pośredniego pomiędzy śrubą i koroną podnośnika.

Dane:

Udźwig podnośnika: Q = 30 kN
Wysokość podnoszenia: 400 mm
Materiał śruby: stal 45T (k_c = 200 MPa. R_e = 420 MPa)
Materiał nakrętki: MM58 (R_m = 350 MPa, k_c = 120 MPa, k_t = 0,65k_r)
Materiał pokrętła: St 7 (k_{gj} = 130 MPa)
Materiał podłoża: nieutwardzony grunt piaszczysty (p_{dop} = 5 MPa)