



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**

Recenzenci:

mgr inż. Włodzimierz Dymek

mgr Czesław Nowak

Konsultacja:

dr inż. Zbigniew Kramek

Opracowanie redakcyjne:

mgr inż. Katarzyna Maćkowska

Korekta:

mgr Edyta Koziół

Poradnik stanowi obudowę dydaktyczną programu jednostki modułowej 311[20].Z2.03 Projektowanie i dobieranie zespołów maszyn w modułowym programie nauczania dla zawodu technik mechanik.

Wydawca

Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom 2005

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

1. WPROWADZENIE

Poradnik będzie Ci pomocny w przyswajaniu wiedzy z zakresu projektowania i dobierania zespołów maszyn.

W poradniku zamieszczono:

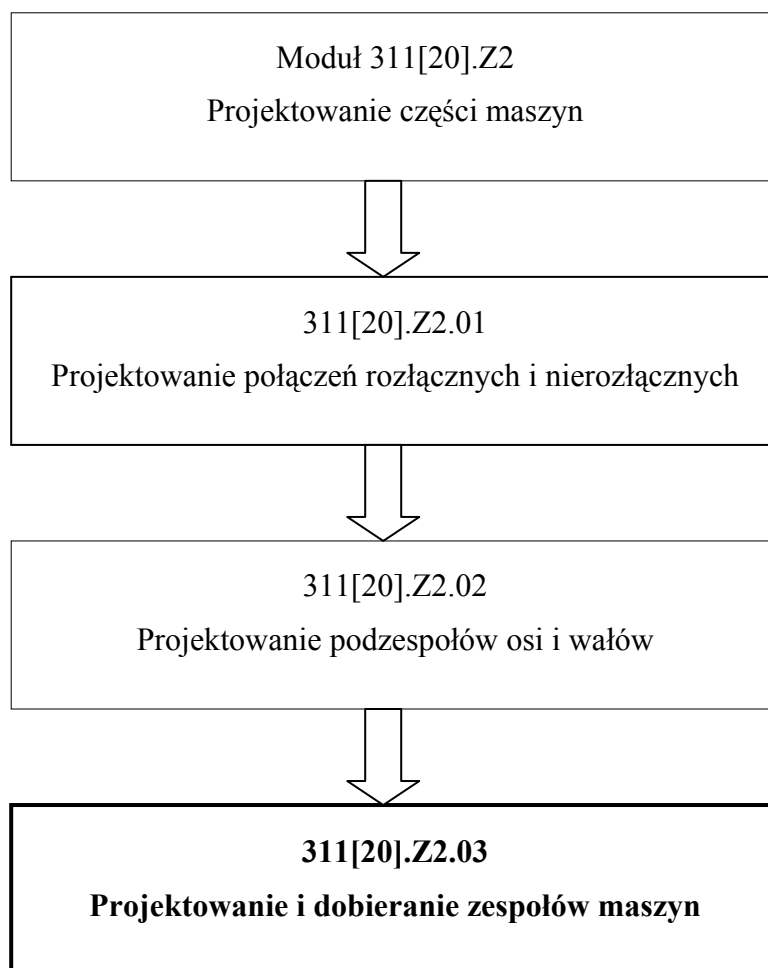
- wymagania wstępne, czyli wykaz niezbędnych umiejętności i wiedzy, które powinieneś mieć opanowane, aby przystąpić do realizacji tej jednostki modułowej,
- cele kształcenia tej jednostki modułowej,
- materiał nauczania (rozdział 4) umożliwia samodzielne przygotowanie się do wykonania ćwiczeń i zaliczenia sprawdzianów. Wykorzystaj do poszerzenia wiedzy wskazaną literaturę oraz inne źródła informacji. Obejmuje on również ćwiczenia, które zawierają:
 - wykaz materiałów, narzędzi i sprzętu potrzebnych do realizacji ćwiczenia,
 - pytania sprawdzające wiedzę potrzebną do wykonania ćwiczenia,
 - sprawdzian teoretyczny,
 - sprawdzian umiejętności praktycznych,
- przykład zadania/ćwiczenia oraz zestaw pytań sprawdzających Twoje opanowanie wiedzy i umiejętności z zakresu całej jednostki. Zaliczenie tego ćwiczenia jest dowodem osiągnięcia umiejętności praktycznych określonych w tej jednostce modułowej. Wykonując sprawdzian postępów powinieneś odpowiadać na pytanie tak lub nie, co oznacza, że opanowałeś materiał albo nie.

Jeżeli masz trudności ze zrozumieniem tematu lub ćwiczenia, to poproś nauczyciela lub instruktora o wyjaśnienie i ewentualne sprawdzenie, czy dobrze wykonujesz daną czynność. Po przerobieniu materiału spróbuj zaliczyć sprawdzian z zakresu jednostki modułowej.

Jednostka modułowa: Projektowanie i dobierania zespołów maszyn, której treści teraz poznasz jest jednym z modułów koniecznych do zapoznania się z procesem projektowania i dobieranie podzespołów maszyn– schemat 1.

Bezpieczeństwo i higiena pracy

W czasie pobytu w pracowni musisz przestrzegać regulaminów, przepisów bhp i higieny pracy oraz instrukcji przeciwpożarowych, wynikających z rodzaju wykonywanych prac. Przepisy te poznasz podczas trwania nauki.



Schemat układu jednostek modułowych

2. WYMAGANIA WSTĘPNE

Przystępując do realizacji programu jednostki modułowej powinieneś umieć:

- stosować układ jednostek SI,
- interpretować związki wyrażone za pomocą wzorów, wykresów, schematów, diagramów, tabel,
- wyznaczać obciążenia w układach statycznych, kinematycznych i dynamicznych,
- dobierać materiały konstrukcyjne,
- projektować połączenia rozłączne i nierozłączne,
- projektować podzespoły osi i wałów,
- odwzorowywać elementy maszyn,
- zorganizować stanowisko pracy zgodnie z wymogami ergonomii,
- korzystać z różnych źródeł informacji,
- przestrzegać przepisy bhp.

3. CELE KSZTAŁCENIA

W wyniku realizacji ćwiczeń programu jednostki modułowej powinieneś umieć:

- sklasyfikować przekładnie,
- scharakteryzować podstawowe parametry koła zębatego o zębach prostych,
- zaprojektować koło zębate o zębach prostych,
- zaprojektować przekładnię o zębach prostych,
- dobrać z katalogu przekładnię zębatą o zębach prostych, skośnych, stożkowych, śrubowych, kołowych,
- scharakteryzować przekładnie ślimakowe, obiegowe i falowe,
- dobrać z katalogu przekładnię ślimakową, obiegową i falową,
- scharakteryzować przekładnie cięgnowe i cierne,
- zaprojektować przekładnię pasową i łańcuchową,
- scharakteryzować przekładnie bezstopniowe, hydrostatyczne i hydrodynamiczne,
- sklasyfikować mechanizmy według kryterium strukturalno-funkcjonalnego,
- wskazać zastosowanie mechanizmu czworoboku przegubowego, korbowo-wodzikowego, jarzmowego, mimośrodowego, śrubowego, krzywkowego, zapadkowego,
- zaprojektować mechanizm śrubowy.

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 żadanego 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.

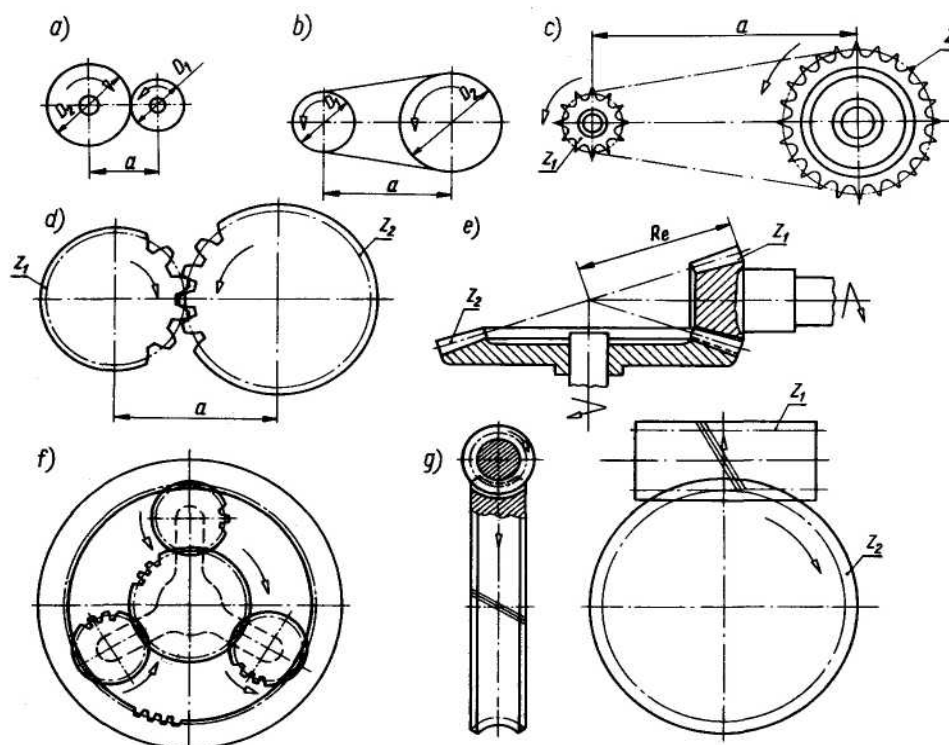
Potrzebę stosowania przekładni można uzasadnić następująco:

- 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:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30},$$

w których:

$\omega_{1,2}$ – prędkość kątowa wyrażona w rad/s,

$n_{1,2}$ – prędkość obrotowa w obr/min;

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60},$$

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 ciągnięcia 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.

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

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

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

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 ($\eta = 0,95 \div 0,99$), co stanowi jedną z zalet tych przekładni. Wyjątek stanowią przekładnie samohamowne, w których sprawność jest niewielka ($\eta < 0,5$).

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

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

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 przekładni mechanicznej?
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.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy zadania,
- 3) zanotować dane w zeszycie przedmiotowym,
- 4) wyszukać w poradniku właściwy wzór do obliczeń (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 5) obliczyć przełożenie,
- 6) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 7) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- normy PN, ISO,
- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Prędkość obrotowa wału napędzającego wynosi $n_1 = 2000$ obr/min, żądana prędkość obrotowa wału napędzanego $n_2 = 150$ obr/min. Obliczyć przełożenie oraz dobrać liczby zębów poszczególnych kół przekładni, zakładając minimalną liczbę zębów $z = 14$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy zadania,
- 3) obliczyć, w zeszycie przedmiotowym, przełożenie przekładni,
- 4) porównać otrzymaną wartość przełożenia z wartością graniczną przełożenia (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 5) dobrać przekładnię,
- 6) obliczyć przełożenie dla wybranego rozwiązania,
- 7) obliczyć liczbę zębów,
- 8) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 9) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- normy PN, ISO,
- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Dokonaj podziału przekładni mechanicznych przedstawionych przez nauczyciela.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) dokonać analizy zadania,

- 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.

Wypożyczenie 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

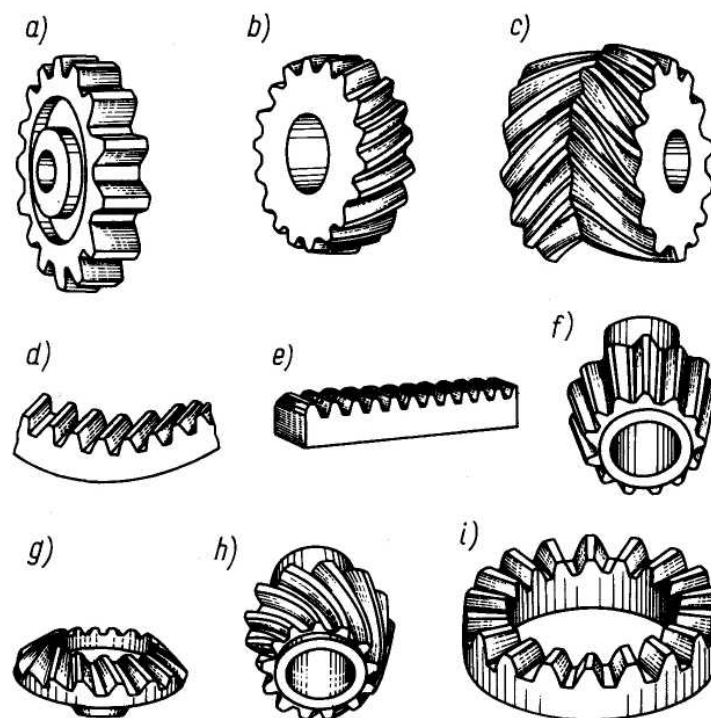
4.2.1. Materiał nauczania

Rodzaje kół zębatach

Na rysunku 2 pokazano podstawowe rodzaje kół zębatach. 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. 2a) – uzębienie jest w nich nacięte równoległe do osi koła,
- o zębach skośnych (rys. 2b) – uzębienie jest nacięte pod kątem do osi koła (lub przy nacinaniu metodami obwiedniowymi – wzdłuż linii śrubowej),
- o zębach daszkowych (rys. 2c) – na szerokości koła uzębienie składa się z odcinków z zębami skośnymi (lub śrubowymi) lewymi i prawymi,
- z uzębieniem wewnętrznym (rys. 2d) – uzębienie proste lub skośne jest tu nacięte na wewnętrznej powierzchni walca,
- zębatka (rys. 2e) – 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)

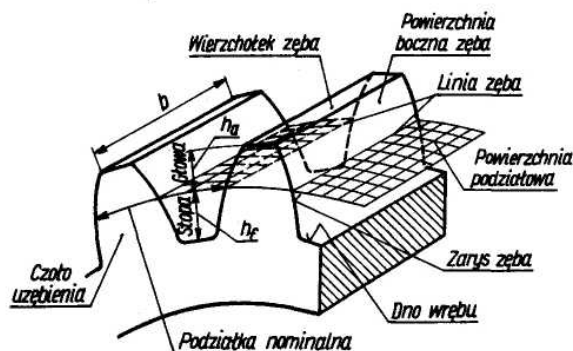
Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

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.



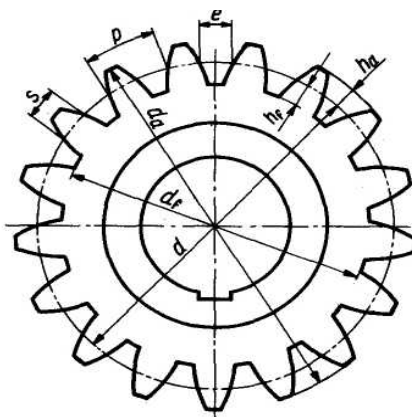
Rys. 3. Budowa zębów

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 wienca,

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

Wartości modułów normalnych są objęte normą PN.

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

Szeregi modułów w mm							
1	2	1	2	1	2	1	2
1	1,125	3	3,5	10	11	32	36
1,25	1,375	4	4,5	12	14	40	45
1,5	1,75	5	5,5	16	18	50	55
2	2,25	6	7	20	22	60	70
2,5	2,75	8	9	25	28	80	90
100							
Uwagi: 1. Moduły pierwszego szeregu są uprzywilejowane. 2. W normie podane są również moduły w zakresie $0,05 \div 0,9$ 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,

wysokość zęba,
podziałkę,
grubość zęba,
szerokość wrębu,
luz wierzchołkowy,
luz obwodowy,

5) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Wymiary koła zębatego walcowego o zębach prostych normalnych wynoszą: średnica podstaw $d_f = 340$ mm, liczba zębów $z = 45$. Obliczyć pozostałe wymiary koła.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) obliczyć moduł (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 4) obliczyć:
 - średnicę podziałową,
 - średnicę wierzchołków,
 - średnicę podstaw,
 - wysokość głowy zęba,
 - wysokość stopy zęba,
 - wysokość zęba,
 - podziałkę,
 - grubość zęba,
 - szerokość wrębu,
 - luz wierzchołkowy,
 - luz obwodowy,
- 5) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Obliczyć wymiary koła zębatego walcowego o zębach prostych normalnych, mając dane: liczbę zębów $z = 72$ moduł $m = 4$ mm oraz wykonać szkic koła zębatego o zębach prostych.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,

- 2) zapoznać się z instrukcją do ćwiczenia (tekst przewodni),
- 3) zastosować się do poleceń zawartych w instrukcji,
- 4) odpowiedzieć na pytania zawarte w części „INFORMACJE”,
- 5) dobrać dane wejściowe do projektu koła zębatego (moduł, liczbę zębów koła projektowanego i koła współpracującego, szerokość wieńca (zgodnie z fazą „PLANOWANIE”),
- 6) wykonać czynności zawarte w fazie „UZGODNIENIA”,
- 7) wykonać czynności zawarte w fazie „WYKONANIE”,
- 8) zaprezentować swoją pracę.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- literatura z rozdziału 6,
- instrukcja do ćwiczenia,
- zestaw komputerowy z programem do rysowania (dla każdego zespołu uczniów),
- drukarka.

4.2.4. Sprawdzian postępów

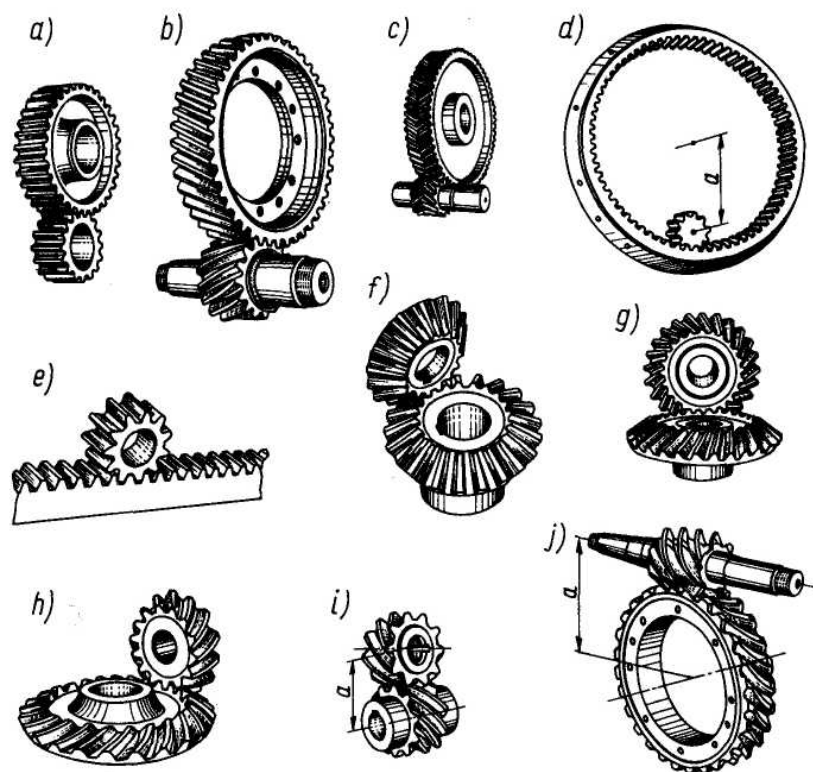
	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) dokonać podziału kół zębatach?	☐	☐
2) omówić budowę uzębienia koła zębatego?	☐	☐
3) scharakteryzować podstawowe parametry koła zębatego ?	☐	☐
4) obliczyć:		
moduł?	☐	☐
średnicę podziałową?	☐	☐
średnicę wierzchołków?	☐	☐
średnicę podstaw?	☐	☐
wysokość głowy zęba?	☐	☐
wysokość stopy zęba?	☐	☐
wysokość zęba?	☐	☐
podziałkę?	☐	☐
grubość zęba?	☐	☐
szerokość wrębu?	☐	☐
luz wierzchołkowy?	☐	☐
luz obwodowy?	☐	☐

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

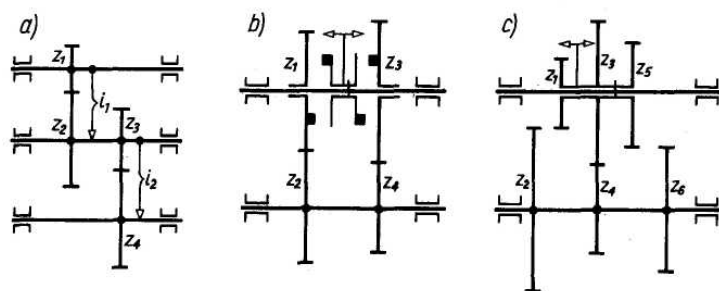
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

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*).

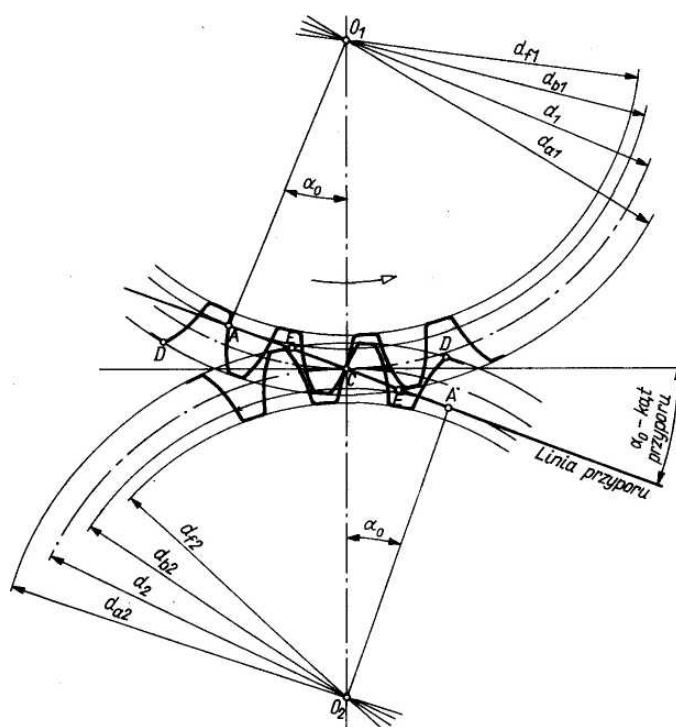


Rys. 6. Przekładnie złożone: a) wielostopniowa, b, c) wielorzędowe

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 uzębienia przekładni zębatej

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

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

Rozpatrując współpracę dwóch zębów, można stwierdzić, że od chwili wejścia do wyjścia z przyporu ząb zakreśla łuk na kole tocznym, nazywany łukiem przyporu. Stosunek długości łuku przyporu 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 $\alpha_0 = 20^\circ$ - $z_g = 17$ oraz dla $\alpha_0 = 15^\circ$ - $z_g = 30$. Zakładając, że nieznaczące podcięcie zębów jest dopuszczalne, otrzymujemy praktyczną graniczną liczbę zębów

$$z'_g = 14 \text{ dla } \alpha_0 = 20^\circ$$

$$z'_g = 25 \text{ dla } \alpha_0 = 15^\circ$$

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

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

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

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

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

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:

$$\text{dla teoretycznej granicznej liczby zębów} - z_1 + z_2 \geq 2z_g$$

$$\text{dla praktycznej granicznej liczby zębów} - z_1 + z_2 > 2z'_g$$

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 zaostrenie 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

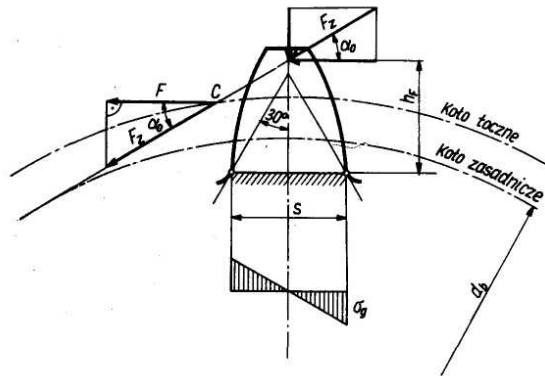
$$F = F_z \cos \alpha_0$$

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

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

gdzie 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

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

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

Maksymalne naprężenia zginające wyniosą

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

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

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

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

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

w którym:

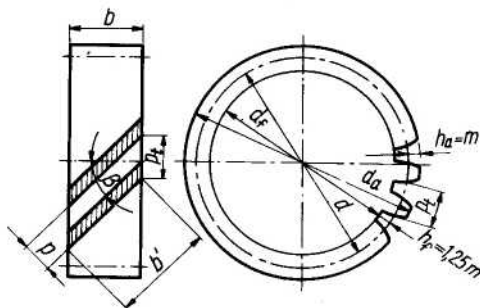
HB – twardość Brinella,

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:

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

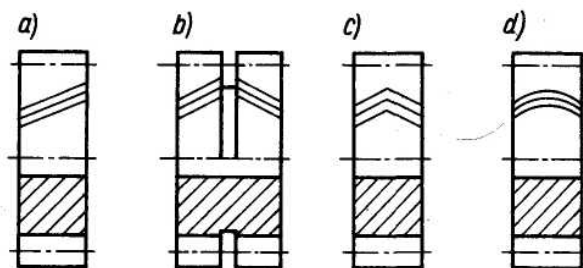
$$\text{– moduł czołowy } m_t = \frac{m}{\cos \beta}$$

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

$$\text{– średnica wierzchołków } d_a = d + 2h_a = m \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right)$$

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

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:

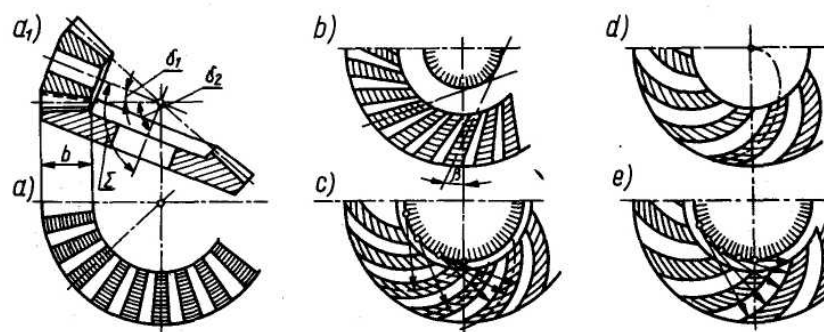
- bardziej równomierny przypór, powodujący większą płynność zazębienia oraz większą cichobieżność,
- zdolność do przenoszenia większych obciążeń, wynikającą z możliwości uzyskania większej liczby przypora oraz z korzystniejszego zarysu zębów,
- możliwość stosowania dowolnego kąta pochylenia linii zębów,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

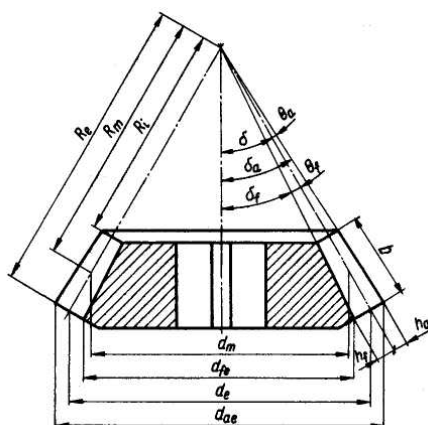
W zależności od rodzaju stosowanych kół stożkowych rozróżnia się m.in. następujące rodzaje przekładni stożkowych:

- 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

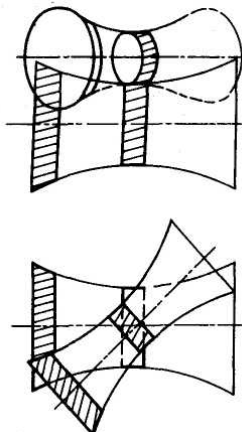
W kołach stożkowych występują – dodatkowo w stosunku do kół walcowych – następujące wymiary:

- 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 wchrowatymi nazywa się przekładnie, w których osie kół nie leżą w jednej płaszczyźnie. Jedną z odmian przekładni wchrowatych stanowi przekładnia hiperboloidalna (rys. 13). Zapewnia ona liniowy styk powierzchni toczonej 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 ślimacznicy drogich materiałów odpornych na zatarcie. Ogranicza to stosowanie przekładni ślimakowych do napędów o krótkotrwałej pracy.

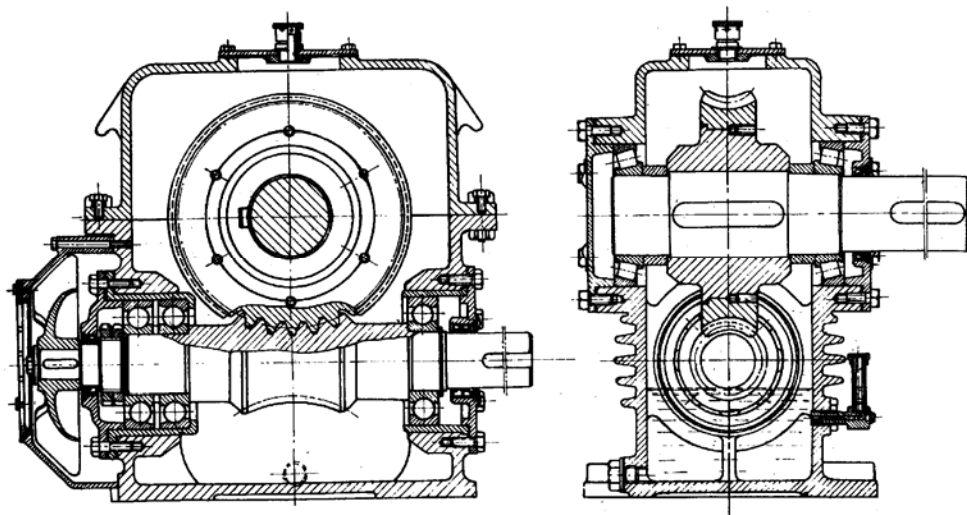
Przy prędkościach obrotowych ślimaka do 4-5m/s położenie ślimaka jest najczęściej dolne.

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 kołnierzonego. Przekładnie jednostopniowe stosowane są przy przełożeniach $i=6,5 \div 60$, 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:

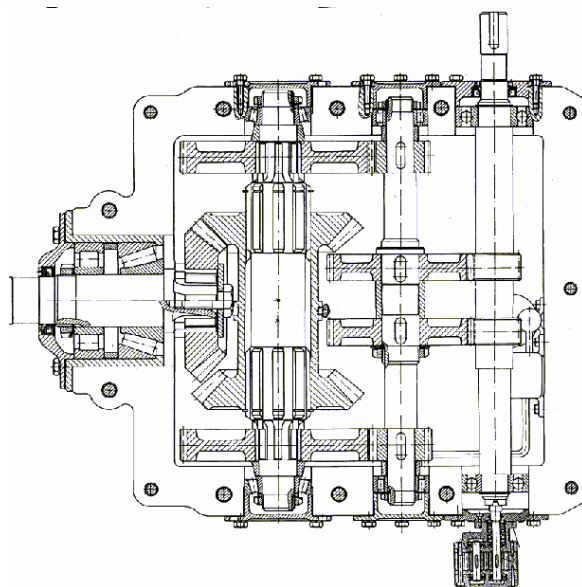
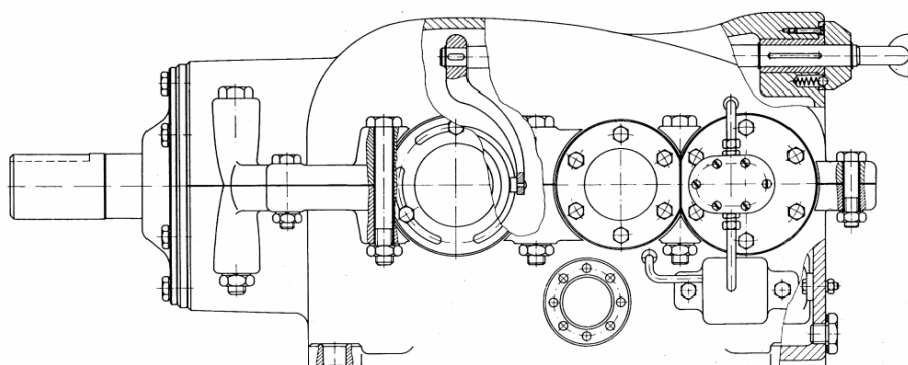
- znaczne obciążenie osiowe ślimaka i ślimacznicy,
- konieczność intensywnego chłodzenia korpusu przekładni. Mała sprawność przekładni powoduje znaczne nagrzanie się korpusu. Zwiększenie intensywności odprowadzania ciepła można osiągnąć stosując korpusy łożebrowane bądź w szczególnych przypadkach nadmuch 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.

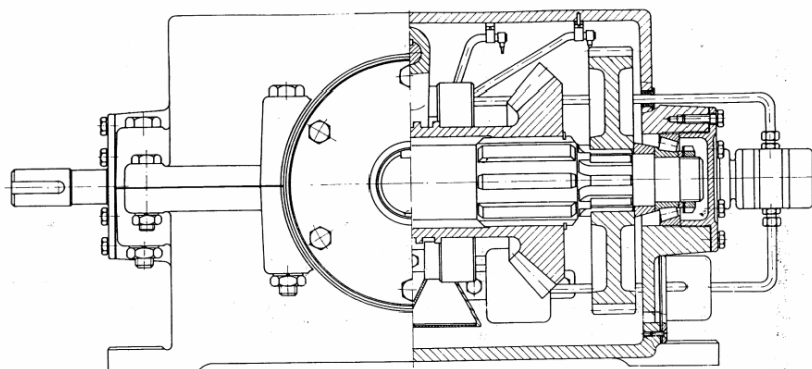
W porównaniu ze zwykłą przekładnią ślimakową, przekładnia globoidalna pozwala w określonych warunkach uzyskać większą zwartość (na skutek większej powierzchni dolegania) oraz wyższą sprawność, natomiast wymaga dużej dokładności wykonania i gładkości powierzchni oraz promieniowego przesuwu ślimaka względem ślimacznicy przy montażu, a zatem dzielonego kadłuba. Najpopularniejszym zarysem jest zarys trapezowy w przekroju osiowym z kątem $\alpha_0=20^\circ$ i niskimi zębami $y_n=0,7$ i $\varphi_n=0,2$.



Rys. 14. Przekładnia globoidalna

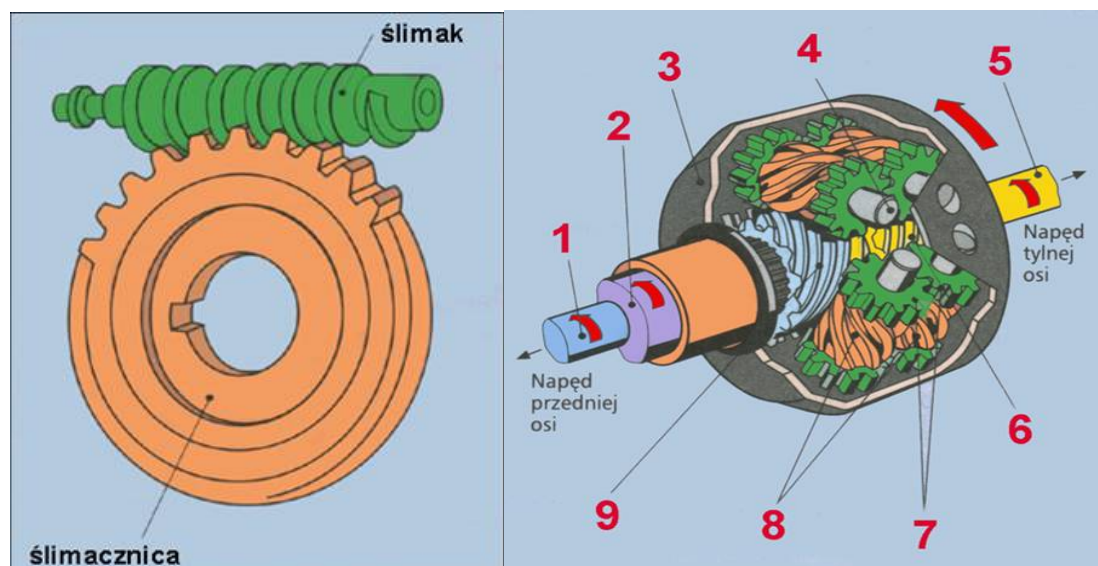
Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999





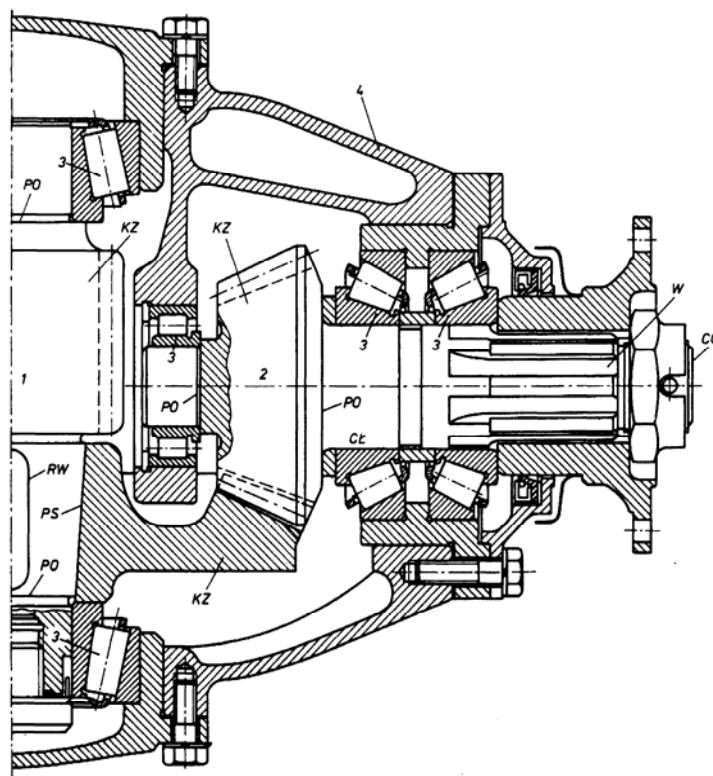
Rys. 15. Przekładnia trzystopniowa stożkowo-walcowa

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



Rys. 16. Przegub wyrównujący torsyjny- skrzętny 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, CL – 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 zębatach.

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 wymiary kół zębatach,
- 5) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 6) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Dobierać liczby zębów i obliczyć wymiary kół zębatach dla przekładni zwalniającej, w której prędkość obrotowa wału silnika wynosi $n_1 = 1400$ obr/min, a żądana prędkość wału napędzanego $n_2 = 100$ obr/min.

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 przełożenie całkowite,
- 5) dobrać przekładnię,
- 6) dobrać liczbę zębów dla poszczególnych kół,
- 7) obliczyć wymiary kół zębatach,
- 8) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 9) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Przekładnia zębata o $z_1 = 18$ oraz $z_2 = 72$ jest jedną z przekładni napędu posuwu tokarki. Koło z_1 pracuje z prędkością $n = 600$ obr/min oraz przenosi moment obrotowy $M = 200$ N·m. Obliczyć moduł koła z_1 , jeżeli należy je wykonać ze stali 55 ulepszonej cieplnie. Założyć $\lambda = 10$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,

- 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?	☐	☐

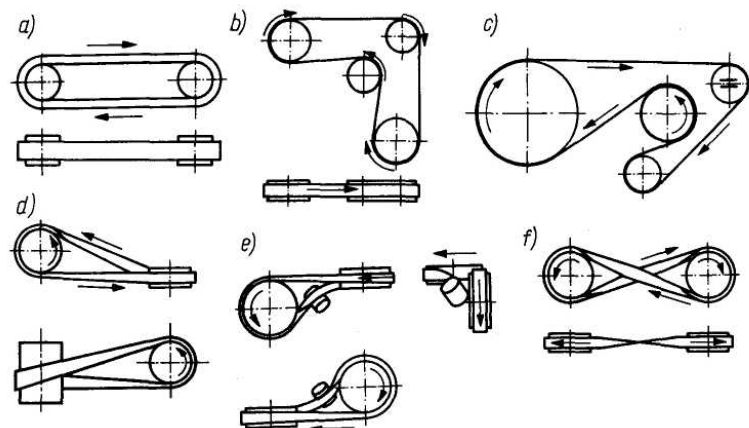
4.4. Przekładnie cięgnowe

4.4.1. Materiał nauczania

Przekładniami cięgowymi 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).

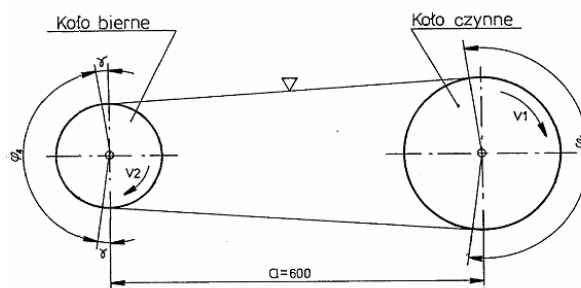


Rys. 18. Rys. 13.2. Rodzaje przekładni pasowych: a, b, c) otwarte, d, e) półskrzyżowane, f) skrzyżowane
Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Do ogólnych zalet przekładni cięgowych 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_l oraz oblicza się średnice równoważne: $D_e = d_{p1} \cdot k_l$.
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_l , przenoszanej przez jeden pas.
5. Liczbę pasów wyznacza się z zależności:
$$z_l = P \cdot k_T / P_l \cdot k_L \cdot k_\varphi$$
 w której:

P – moc przenoszona przez przekładnię,

P_I – moc przenoszona przez jeden pas klinowy,

k_L – współczynnik trwałości pasa, zależny od typu i długości pasa ($k_L = 0,72 \div 1,2$),

k_T – współczynnik trwałości pasa, zależny od liczby godzin pracy przekładni na dobę i warunków pracy ($k_T = 1 \div 1,8$),

k_ϕ - współczynnik kąta opasania ($k_\phi = 1 \div 0,7$),

6. Zakłada się odległość osi a ; po obliczeniu wartości kąta opasania α_I i kąta rozwarcia cięgna γ oblicza się długość pasa L i zaokrągla do najbliższej długości.
7. Sprawdza się częstotliwość zginania pasa G . Jeżeli zależność ($G \leq G_{max} = 40 \text{ s}^{-1}$) nie jest spełniona, zmienia się odpowiednio rozstawienie osi kół oraz długość pasa.
8. Po sprawdzeniu obliczeń przyjmuje się wymiary pasów klinowych i rowków w kołach według norm oraz zakłada pozostałe wymiary kół według zaleceń konstrukcyjnych.

Przykładowy projekt przekładni pasowej z pasem klinowym

Zaprojektować przekładnię pasową z pasem klinowym przenoszącą moc $P=12\text{kW}$ przy prędkości obrotowej $n=750 \text{ obr/min}$, przełożeniu $i=0,9$ i odległości osi $a=600 \text{ mm}$. Typ pasa i materiał na koła dobrać we własnym zakresie.

Tablica 4. Projektowanie przekładni pasowej z pasem klinowym

Dane	Obliczenia	Wyniki
1.	2.	3.
	1. Założenia wstępne dotyczące przekładni: – $i < 1$ przekładnia powiększająca obroty (multiplikująca); – przekładnia zastosowana będzie do napędu tokarki do drewna, warunki pracy ciężkie, przeciążenie do 100%; – napędzana silnikiem trójfazowym; – odległość osi kół $a=600 \text{ mm}$; – 8 godzinny tryb pracy urządzenia; – Przy wyżej wymienionych założeniach odczytuję wartość współczynnika $k_T=1,2$.	
	2. Założenia wstępne dotyczące kół pasowych: – zakładam koła jako odlewane; – zakładamy materiał kół żeliwo szare ZL 200; – zakładam w kole otwory gwintowane umożliwiające założenie ściągacza i zdjęcie; – zakładam średnicę skuteczną koła czynnego $d_{p1}=200[\text{mm}]$ według PN.	

$n_1 = 750 \text{ obr/min}$ $i = 0,9$	3. Obliczamy prędkość obrotową na kole napędzanym. $i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i}$ $n_2 = \frac{750}{0,9} = 833,33 \text{ obr/min}$	$n_2 = 833,3 \text{ obr/min}$
$dp_1 = 200 \text{ mm}$ $i = 0,9$ $\varepsilon = 0,01$	4. Obliczamy średnicę skuteczną koła biernego $dp_2 = dp_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon)$ $dp_2 = 200 \cdot 0,9 \cdot (1 - 0,01) = 178,2 \text{ mm}$	$dp_2 = 178 [\text{mm}]$
	5. Przyjmujemy średnicę koła biernego z szeregu średnic zalecanych $dp_2 = 180 \text{ mm}$	$dp_2 = 180 [\text{mm}]$
$a = 600 \text{ mm}$ $dp_1 = 200 \text{ mm}$ $dp_2 = 180 \text{ mm}$	6. Obliczamy rzeczywistą odległość osi $a_{\min} = \frac{dp_1 + dp_2}{2} + 50 [\text{mm}]$ $a_{\min} = \frac{200 + 180}{2} + 50 [\text{mm}] = 240 [\text{mm}]$ $a_{\max} = 2 \cdot (dp_1 + dp_2)$ $a_{\max} = 2 \cdot (200 + 180) = 760 \text{ mm}$	$a_{\min} = 240 \text{ mm}$ $a_{\max} = 760 \text{ mm}$
$a_{\min} = 240 \text{ mm}$ $a_{\max} = 760 \text{ mm}$	7. Sprawdzamy odległość osi $a_{\min} < a < a_{\max}$ $240 [\text{mm}] < 600 [\text{mm}] < 760 [\text{mm}]$ Warunek jest spełniony.	
$dp_1 = 200 \text{ mm}$ $dp_2 = 180 \text{ mm}$ $\varepsilon = 0,01$	8. Obliczamy rzeczywiste przełożenie przekładni $i_{\text{rzecz}} = \frac{dp_2}{dp_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{180}{200 \cdot (1 - 0,01)} = 0,90 \Rightarrow i_{\text{rzecz}} = i$	$i = 0,9$
	9. Na podstawie danego przełożenia $i=0,9$ odczytujemy wartość współczynnika $k_1=1,05$.	$k_1 = 1,05$
$dp_1 = 200 \text{ mm}$ $k_1 = 1,05$	10. Obliczamy średnicę równoważną $De = dp_1 \cdot k_1$ $De = 200 \cdot 1,05 = 210 [\text{mm}]$	$De = 210 \text{ mm}$
$dp_1 = 200 \text{ mm}$ $dp_2 = 180 \text{ mm}$ $a = 600 \text{ mm}$	11. Obliczamy kąt opasania i kąt rozwarcia cięgna na czynnym kole $\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{dp_1 - dp_2}{2a} = \frac{200 - 180}{2 \cdot 600} = 0,0166$ $\frac{\alpha}{2} = 89^\circ 2' \approx 1,55 \text{ rad}$ $\alpha = 2 \cdot 89^\circ 2' = 178^\circ 5' \approx 3,108 \text{ rad}$ $\gamma = \pi - \alpha = 180^\circ - 178^\circ 5' = 1^\circ 55' \approx 0,033 \text{ rad}$ $\frac{\gamma}{2} = 57' \approx 0,9948376 \text{ rad}$	$\alpha = 178^\circ 05'$ $\gamma = 1^\circ 55'$ $\frac{\gamma}{2} = 57'$ $\frac{\alpha}{2} = 89^\circ 02'$
$dp_1 = 200 \text{ mm}$ $dp_2 = 180 \text{ mm}$ $a = 600 \text{ mm}$	12. Obliczamy kąt opasania φ_1 $\varphi_1 = 180^\circ \cdot \frac{dp_1 - dp_2}{a} \cdot 57^\circ 03'$ $\varphi_1 = 180^\circ \cdot \frac{200 - 180}{600} \cdot 57^\circ 03'$ $\varphi_1 = 178^\circ 05'$	$\varphi_1 = 178^\circ 05'$
	13. Dla $\varphi_1 = 178^\circ 05'$ stosując interpolację liniową odczytujemy wartość współczynnika $k_\varphi=0,998$.	$k_\varphi = 0,998$

$dp_1 = 200mm$ $n_1 = 750^{obr}/min$	14. Obliczamy prędkość obrotową pasa $v_1 = \frac{\pi \cdot dp_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$ $v_1 = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 7,85 \frac{m}{s}$	$v_1 = 7,84 \frac{m}{s}$																		
$v_1 = 7,84 \frac{m}{s}$ $de = 210[mm]$	15. Na podstawie tablicy odczytujemy dla $v_1 = 7,84 \frac{m}{s}$ i $de = 210[mm]$ pas klinowy typu B dla którego: $N1 = 5,4[KM] = 0,736 \cdot 5,4 = 3,974[kW]$	$N1 = 3,97[kW]$																		
$dp_1 = 200mm$ $dp_2 = 180mm$ $\gamma = 1^\circ 55'$ $\frac{\gamma}{2} = 57'$	16. Obliczamy teoretyczną długość pasa $L = 2 \cdot a \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (dp_1 + dp_2) + \gamma \cdot (dp_1 - dp_2)$ $L = 2 \cdot 600 \cdot 0,9998625 + \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 180) + 0,033 \cdot (200 - 180)$ $L = 1797,39mm$	$L = 1797,3mm$																		
	17. Na podstawie PN-86/M-85200/06 przyjmujemy długość pasa $L = 1800[mm]$ dla którego odchyłki wynoszą : - górna $+24[mm]$; - dolna $-12[mm]$. Dopuszczalna różnica pasów pracujących równolegle wynosi $4[mm]$.	$L = 1800 \text{ mm}$																		
	18. Na podstawie tablicy odczytujemy przy pasie typu B wartość współczynnika k_L wg PN	$k_L = 0,95$																		
$N = 12[kW]$ $N1 = 3,97[kW]$ $k\varphi = 0,998$ $k_L = 0,95$ $k_T = 1,2$	19. Obliczamy liczbę pasów potrzebną do przeniesienia określonej mocy w danych warunkach pracy $z = \frac{N}{N_1 \cdot k_L \cdot k\varphi}$ $z = \frac{12}{5,4 \cdot 0,95 \cdot 0,998} = 2,222 \cdot 1,265 = 2,812$ Przyjmujemy 3 pasy klinowe typu B	$z = 3$																		
$v_1 = 7,84 \frac{m}{s}$ $L = 1800 mm$ $z = 3$	20. Sprawdzamy trwałość pasa. $G = z \cdot \frac{v_1}{L}$ $G = 3 \cdot \frac{7,85}{1,8} = 13,08[s^{-1}]$ $G = 13,08[s^{-1}] \ll G_{max.} = 40[s^{-1}]$ Warunek jest spełniony.																			
	21. Przyjmujemy zespół pasów klinowych: 3B1800 PN-86/M-85200/06																			
	22. Przyjmujemy zespół kół pasowych: 3B200 PN-66/M-85202 i 3B180 PN-66/M-85202																			
	23. Wymiary pasa klinowego <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr</th><th>Wielkość</th><th>Wartość [mm]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td><td>Lp</td><td>14</td></tr> <tr> <td>2</td><td>lo</td><td>17</td></tr> <tr> <td>3</td><td>Ho</td><td>11</td></tr> <tr> <td>4</td><td>Hp</td><td>4,2</td></tr> <tr> <td>5</td><td>α</td><td>$40^\circ \pm 1$</td></tr> </tbody> </table>	Nr	Wielkość	Wartość [mm]	1	Lp	14	2	lo	17	3	Ho	11	4	Hp	4,2	5	α	$40^\circ \pm 1$	
Nr	Wielkość	Wartość [mm]																		
1	Lp	14																		
2	lo	17																		
3	Ho	11																		
4	Hp	4,2																		
5	α	$40^\circ \pm 1$																		

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

24. Wymiary koła rowkowego dla pasa klinowego.		
Nr	Wielkość	Wartość [mm]
1	l_p	14
2	b_{min}	4,2
3	h_{min}	10,8
4	e	$19 \pm 0,4$
5	f	$12,5 \pm 1$
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 poradników.

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

Zalecane wartości naprężeń wstępnych w pasie wynoszą:

$\delta_0 = 160 \text{ N/cm}^2$ – przy pionowych lub bliskich do pionowego położenia przekładni, niewielkich odległościach między osiami, stałej długości pasa,

$\delta_0 = 180 \text{ N/cm}^2$ – przy kącie nachylenia przekładni do poziomu $\leq 60^\circ$

$\delta_0 = 200 \text{ N/cm}^2$ – w przekładniach samonaprzężnych.

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

Średnia wartość wykładnika m krzywej zmęczeniowej wynosi $m \sim 6$ (dla pasów gumowych - wulkanizowanych $m = 4.2 \div 7.5$, dla pasów bawełnianych tkanych $m = 4.2 \div 8.5$).

W napędach pasowych szybkobieżnych ($v > 30 \text{ m/s}$) 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 ciągnem giętym, 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 (ciągnie 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 (ciągnie giętne).

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:

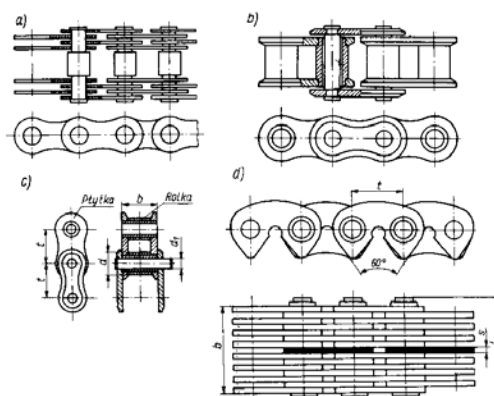
Łańcuch sworzniowy – składa się z płytek wewnętrznych, osadzonych luźno na czopach sworzni i płytek zewnętrznych, osadzonych na wcisk. Prędkość do 0,5 m/s (znikome zastosowanie).

Łańcuch tulejkowy – na sworzniach jest osadzona obrotowo tulejka hartowana. Płytki wewnętrzne są osadzone na wcisk na tulejkę, a płytki zewnętrzne również wciskowo na sworzniach. Prędkość v do 15 m/s.

Łańcuch rolkowy – składa się na przemian z ogniw zewnętrznych i wewnętrznych

o konstrukcji podobnej do ogniów 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 ogniów.



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 ogniów złącznych. Mają one dłuższy sworzeń z nakrętką, zatrzaskiem, zawleczką lub drutem. Nieparzysta liczba ogniów (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:

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

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 $\alpha > 120^\circ$ 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:

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

gdzie:

P – przenoszona moc;

v – prędkość łańcucha;

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

8. Wyznaczanie liczby obiegów łańcucha:

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

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?

3. Scharakteryzuj przekładnie pasowe z pasem płaskim.
4. Jakie znasz materiały stosowane na pasy?
5. Scharakteryzuj przekładnie pasowe z pasem klinowym?
6. Scharakteryzuj przekładnie łańcuchowe?
7. Jaki jest tok projektowania przekładni pasowej?

4.4.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Przekładnia pasowa przenosi moc $P = 24$ kW przy prędkości obrotowej koła czynnego $n_1 = 900$ obr/min. Średnica koła czynnego $D_1 = 280$ mm. Obliczyć, jakie napięcie działa w cięgni w czasie maksymalnego przeciążenia, jeżeli przekładnia napędza kruszarkę kamieni, a sprawność przekładni $\eta = 0,98$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) dobrać wzory do obliczeń (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 4) przyjąć współczynnik przeciążenia,
- 5) obliczyć moc obliczeniową przekładni,
- 6) obliczyć prędkość pasa,
- 7) obliczyć napięcie użyteczne,
- 8) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 9) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Zaprojektować przekładnię pasową na pasy klinowe, dla przekładni o następujących wymaganiach:

- obroty wału napędzającego (silnika) $n_1 = \dots\dots\dots$ obr/min,
- obroty wału napędzanego $n_2 = \dots\dots\dots$ obr/min,
- odległość osi $a = \dots\dots\dots$ mm,
- warunki pracy – średnie 15 godzin na dobę,
- moc silnika napędzającego $N = \dots\dots\dots$ kW.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 1) zapoznać się z tematem projektu,
- 2) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 3) opracować plan pracy i konspekt projektu,
- 4) wykonać niezbędne obliczenia,
- 5) wykonać szkice, przekładni i kół pasowych,
- 6) opracować sprawozdanie z projektu,

- 7) przygotować się do prezentacji,
- 8) zaprezentować projekt.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Przekładnia pasowa z pasem płaskim balatowym przenosi moc z silnika $P = 2,2$ kW na wrzeciono wiertarki stołowej. Prędkość obrotowa wału czynnego $n_1 = 1000$ obr/min, przełożenie $i = 4$. Obliczyć wymiary pasa, zakładając sprawność $\eta = 0,98$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 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 wstępnie średnicę koła czynnego,
- 5) założyć średni poślizg pasa i obliczyć średnicę koła napędzanego,
- 6) obliczyć grubość pasa,
- 7) dobrać z tablic pas,
- 8) obliczyć dokładną wartość przełożenia,
- 9) obliczyć kąt opasania,
- 10) obliczyć teoretyczną długość pasa,
- 11) sprawdzić prędkość pasa,
- 12) obliczyć napięcia w cięgnię czynnym i biernym,
- 13) obliczyć naprężenia w pasie,
- 14) sprawdzić obliczenia,
- 15) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 16) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

4.4.3. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz:

- 1) dokonać podziału przekładni cięgnowych?
- 2) scharakteryzować przekładnie łańcuchowe?
- 3) scharakteryzować przekładnie pasowe z pasem klinowym?
- 4) scharakteryzować przekładnie pasowe z pasem płaskim?
- 5) omówić wady i zalety przekładni cięgnowych?
- 6) zaprojektować przekładnię cięgnową?

Tak

Nie

☐
☐
☐
☐
☐
☐
☐
☐
☐
☐
☐
☐

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 elementy 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.

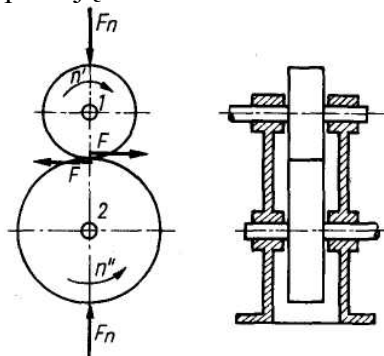
W porównaniu z przekładniami zębatymi, przekładnie cierne o stałym przełożeniu wykazują następujące zalety:

- 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

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

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 $\beta = 1,4 \div 2$),

μ – współczynnik tarcia.

Wskaźnik układu (współczynnik Stribecka)

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

w którym:

b – szerokość kół, ze względów konstrukcyjnych przyjmuje się $b = \varphi \cdot a$, gdzie

$\varphi = 0,2 \div 0,4$,

k_0 – naciski dopuszczalne.

Wartość siły obwodowej jaką może przenieść przekładnia

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

Moc na wale czynnym przekładni

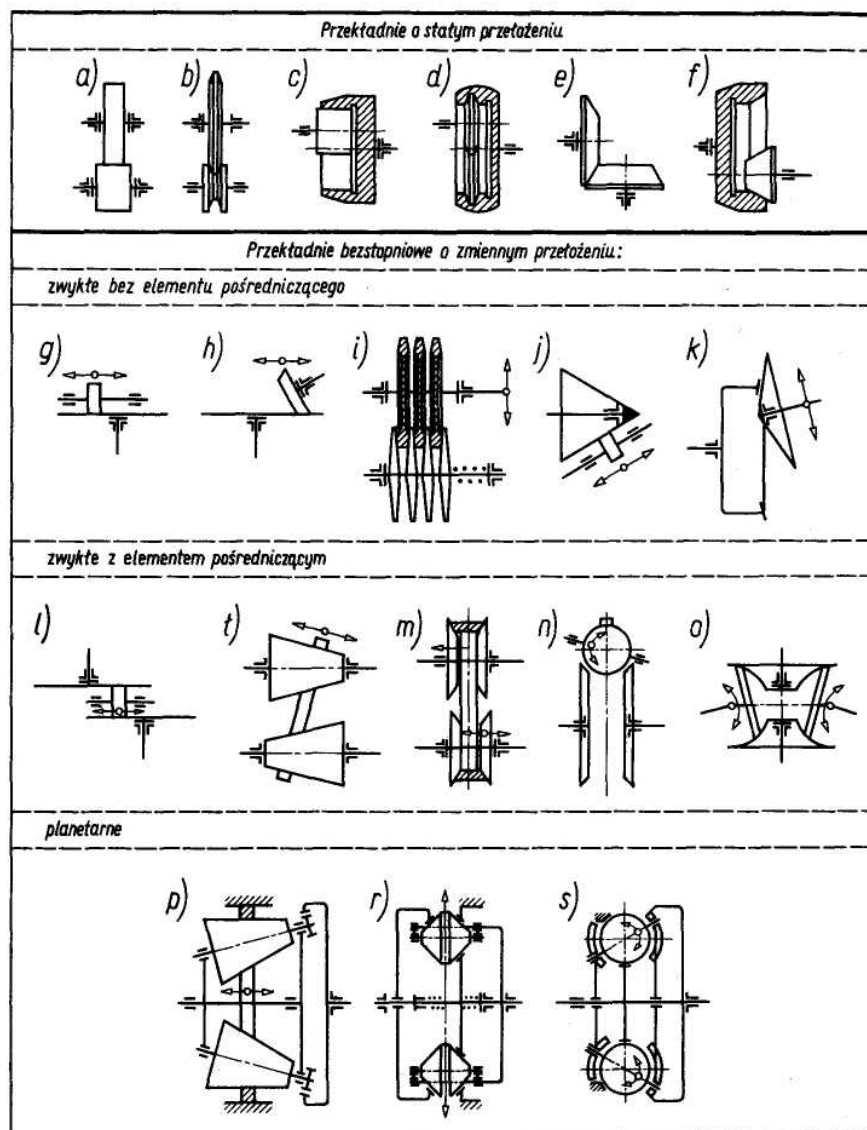
$$P_1 = F \cdot v_1 = 2\rho \cdot b \cdot k_0 \cdot \frac{\mu}{\beta} \cdot v_1$$

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

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.



Rys. 22. Wybrane schematy przekładni ciernych

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

4.5.2. Pytania sprawdzające

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

1. Co to są wariatory?
2. Dokonaj podziału przekładni ciernych?
3. Jakie są wady i zalety przekładni ciernych?
4. Jakie są zasady obliczania przekładni ciernych?
5. Wyjaśnij pojęcie poślizgu?
6. Wyjaśnij pojęcie zastępczego promienia krzywizny.
7. Jakie czynniki wpływają na wartość współczynnika Stribecką?

4.5.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Przekładnia cierna przenosi moc $P = 5$ kW przy prędkości obrotowej wału czynnego $n_1 = 1000$ obr/min. Obliczyć siłę F_n , z jaką należy dociskać koła żeliwne gładkie przekładni o przełożeniu $i = 2$ oraz podstawowe wymiary przekładni. Przyjąć $b = 0,3a$, $\varepsilon = 0,2$ % oraz $\beta = 1,4$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) dobrać wzory do obliczeń (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 4) dobrać z tablic naprężenie dopuszczalne oraz współczynnik tarcia,
- 5) obliczyć prędkość kątową,
- 6) obliczyć odległości osi kół,
- 7) obliczyć wymiary kół,
- 8) obliczyć zastępczy promień krzywizny,
- 9) obliczyć wartość siły obwodowej,
- 10) obliczyć siłę docisku kół ciernych,
- 11) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Sprawdzić, jaką moc może przenieść przekładnia cierna z kołami walcowymi ze stali hartowanej, o wymiarach $D_1 = 140$ mm, $D_2 = 410$ mm, $b = 55$ mm, jeżeli prędkość obrotowa wału czynnego $n_1 = 700$ obr/min, a zalecany współczynnik pewności $\beta = 1,8$. Ustalić wartość wymaganej siły docisku F_n przy kołach gładkich oraz przy kołach rowkowych o półkacie rozwarcia rowka $\alpha = 15^\circ$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 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 zastępczy promień krzywizny,
- 5) obliczyć siłę docisku kół ciernych,
- 6) wyznaczyć przenoszoną moc,
- 7) obliczyć wartość siły docisku,
- 8) przeprowadzić analizę otrzymanych wyników,
- 9) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- PN,
- literatura zgodna z punktem 6 Poradnika dla ucznia.

4.5.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz:

- 1) dokonać podziału przekładni ciernych?
- 2) scharakteryzować parametry pracy przekładni cierniej?
- 3) wymienić wady i zalety przekładni ciernych?
- 4) obliczać wymiary kół przekładni ciernych?
- 5) projektować przekładnie cierne?

Tak Nie

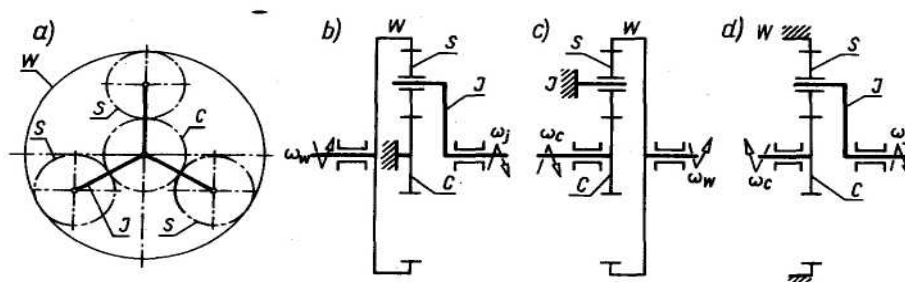
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐

4.6. Przekładnie specjalne

4.6.1. Materiał nauczania

Przekładniami obiegowymi lub planetarnymi nazywa się przekładnie, w których oś co najmniej jednego koła zębatego jest ruchoma względem korpusu (obudowy).

Przekładnia obiegowa (rys. 23) składa się z kół centralnych (o osiach pokrywających się z główną osią przekładni): o uzębieniu zewnętrznym C i o uzębieniu wewnętrznym W , jarzma J oraz kół obiegowych, tzw. satelitów S . W przekładni obiegowej stosuje się 2, 3 lub 4 satelity, symetrycznie rozmieszczone względem koła centralnego. W zależności od układu jeden z elementów przekładni jest unieruchomiony: koło centralne C (rys. 23b), jarzmo J (rys. 23c) lub koło centralne W (rys. 23d).



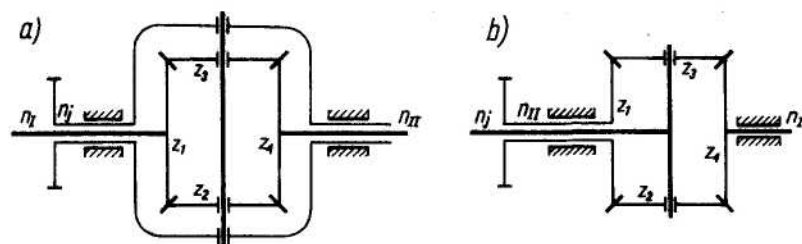
Rys. 23. Podstawowe schematy przekładni zębatej planetarnej

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

Przekładnie planetarne umożliwiają przenoszenie znacznych mocy. Przekładnie planetarne są budowane jako przekładnie bezłożyskowe, w których przez zastosowanie, np. układu o trzech satelitach można uwolnić koło centralne C z łożysk. Satelity utrzymują koło centralne w jego podstawowym położeniu, a zwiększenie swobody jego ruchu służy polepszeniu pracy przekładni, nawet przy odchyłkach wykonawczych zębów przekładni planetarnej.

Przekładnie tego typu wykonuje się do przenoszenia mocy od kilkudziesięciu do ok. 15000 kW przy prędkościach obrotowych do 33000 obr/min. Są one kilkakrotnie lżejsze od zwykłych przekładni o podobnych parametrach. Przekładnie bezłożyskowe stosuje się m.in. w zespołach turbinowych.

Odmianą przekładni obiegowych są przekładnie różnicowe (rys. 24). Podstawową cechą tych przekładni jest możliwość osobnego napędzania dwóch elementów, dzięki czemu trzeci element otrzymuje ruch wypadkowy.



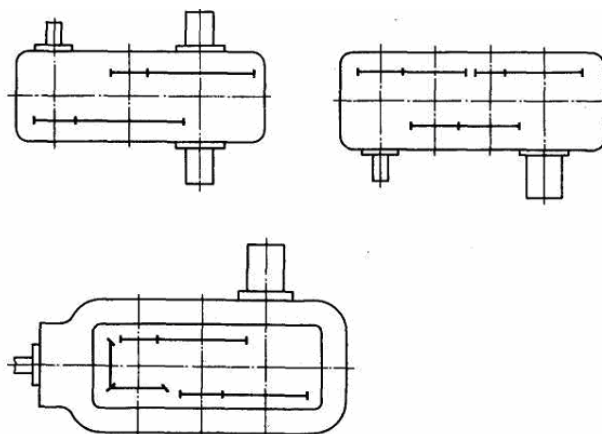
Rys. 24. Przekładnie różnicowe: a) z obracającą się osłoną, b) z obracającym się jarzmem krzyżowym

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

Przekładnie różnicowe są stosowane między innymi w obrabiarkach, w podzielnicach uniwersalnych, w samochodach.

Przekładnie wielostopniowe są najczęściej stosowane jako reduktory. Reduktorami nazywa się przekładnie o stałym przełożeniu i stałych osiach, które są samodzielnymi gotowymi wyrobami. Stosowanie reduktorów umożliwia niezależną budowę urządzeń i ich napędu z tym, że w urządzeniach należy odpowiednio zaprojektować połączenie wału wejściowego z reduktorem.

Reduktory są budowane jako przekładnie nie więcej niż czterostopniowe. Jeżeli samodzielną jednostkę napędową stanowi reduktor wraz z silnikiem, określa się go jako motoreduktor.

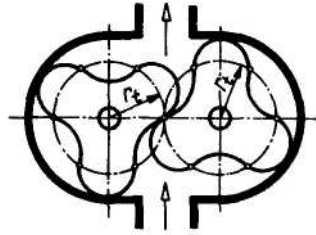


Rys. 25. Schematy przekładni wielostopniowych, stosowanych w reduktorach

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

Dmuchawy Roots'a składają się z dwu- lub trójzębnych kół zębatach, spełniających zadania tłoków obrotowych. Są one stosowane jako powietrzne pompy zębata do wytwarzania dmuchu o niewielkim ciśnieniu. Zarysy zębów w tych kołach mogą być ewolwentowe lub cykloidalne.

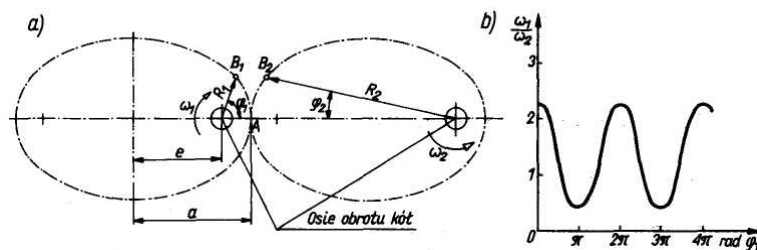
Schemat ogólny jednego z rozwiązań konstrukcyjnych tej dmuchawy przedstawia rys. 26. Przy pracy przekładni o dwóch lub trzech zębach stopień pokrycia (liczba przypora) ε jest mniejszy od jedności; dla zapewnienia właściwej pracy dmuchawy należy stosować rozwiązania, w których $\varepsilon \geq 0,5$.



Rys. 25. Schemat dmuchawy Rootsa

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

W przekładni zębatej składającej się z dwóch nieokrągłych kół zębatych można założyć dowolny kształt linii podziałowej jednego z kół – natomiast kształt linii podziałowej drugiego koła wynika z warunku odtaczania. W kołach o eliptycznej linii podziałowej przeważnie stosuje się dwa jednakowe koła, obracające się wokół osi przechodzących przez ogniska elipsy (rys. 26a).

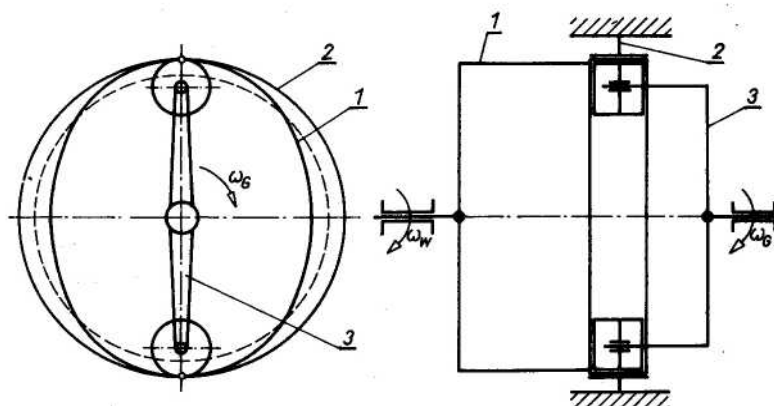


Rys. 26. Koła eliptyczne: a) elipsy podziałowe kół eliptycznych, b) orientacyjny wykres chwilowych przełożeń w zależności od wartości kąta φ_1

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

Przekładnie z kołami zębatymi eliptycznymi mogą być stosowane w mechanizmach mających na celu uzyskanie szybkiego ruchu powrotnego, a także w mechanizmach ruchu przerywanego. Ze względu na wysoki koszt wykonania – w porównaniu np. do mechanizmów krzywkowych realizujących podobne zadania – są one rzadko stosowane.

Nową odmianę przekładni zębatych stanowią przekładnie z podatnym wieńcem, nazywane przekładniami falowymi. Przekładnia falowa składa się z koła sztywnego (nieruchomego) z wewnętrznym uzębieniem 2, wieńca podatnego z uzębieniem zewnętrznym 1 oraz generatora 3 osadzonego na wale napędzającym (rys. 27).

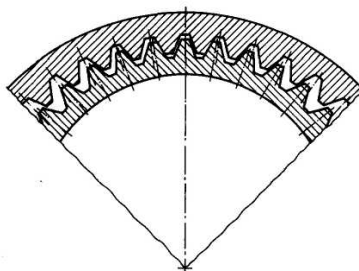


Rys. 27. Schemat przekładni falowej

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

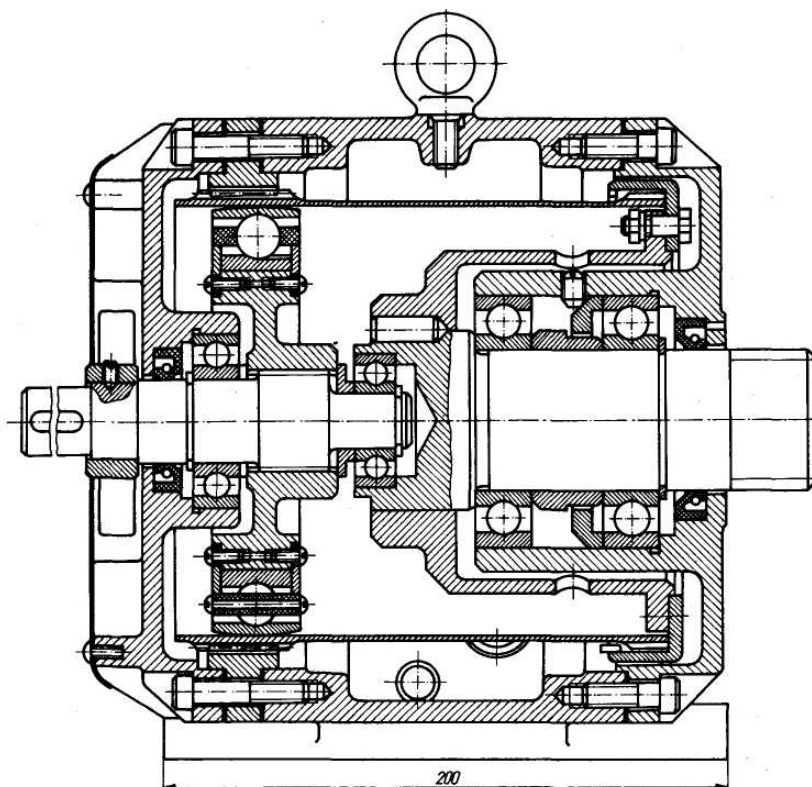
Zasada budowy i działania przekładni falowej polega na tym, że wieniec podatny ma mniej zębów niż koło sztywne, a tym samym odpowiednio mniejszą średnicę. Generator – najczęściej dwufalowy – napręża wieniec podatny, wykonany z taśmy sprężystej, nadając mu kształt owalu zbliżonego do elipsy.

Obecnie buduje się przekładnie falowe o średnicach wieńca podatnego od 50 do 500 mm i o przełożeniach od $i = 80$ do $i = 260$. Przekładnie falowe mogą być również budowane jako dwustopniowe, co np. przy przełożeniu $i = 100$ na każdym stopniu daje przełożenie całkowite $i = i_1 \cdot i_2 = 10000$. Przekładnie falowe dwustopniowe są stosowane m.in. do krótkotrwałej przerywanej pracy.



Rys. 28. Położenie zębów w przypadku; gdy podziałka wieńca podatnego (przed zdeformowaniem) jest mniejsza od podziałki koła sztywnego

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



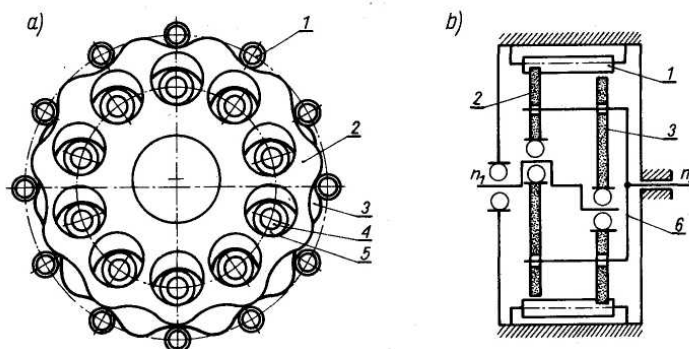
Rys. 29. Konstrukcja jednostopniowej przekładni falowej

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

Inną odmianą przekładni specjalnej, umożliwiającej uzyskanie dużego przełożenia na jednym stopniu, są przekładnie typu K-H-V, znane także jako przekładnie CYCLO. W sensie konstrukcyjnym są to przekładnie toczne, w których wszystkie elementy o połączeniu

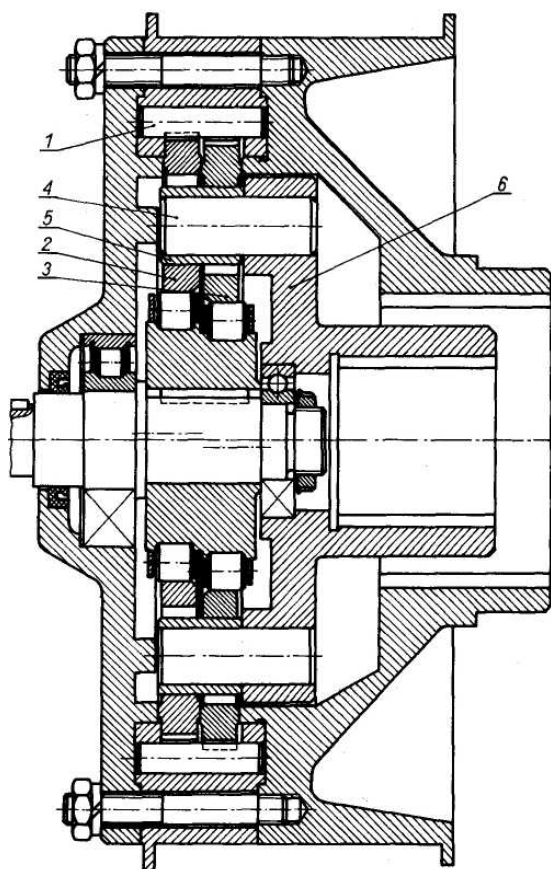
kształtowym poruszają się ruchem tocznym — co umożliwia maksymalne zmniejszenie strat spowodowanych tarciem, a tym samym występowanie tylko minimalnych strat mocy.

Zasadę działania tych przekładni przedstawiono na rys. 30a. Na wale napędzającym są osadzone dwie tarcze krzywkowe 2 i 3, przestawione mimo-środkowo o pół obrotu i współpracujące z rolkami 1, stanowiącymi zęby (z_2) nieruchomego koła o uzębieniu wewnętrznym. Liczba krzywizn na tarczach krzywkowych jest odpowiednikiem liczby zębów (z_1) w kole napędzającym. Kołki 4 wraz z rolkami (tulejkami) 5 są osadzone z odpowiednim luzem (rzędu kilku mm) w otworach obu tarcz i stanowią część mechanizmu równowodowego 6, służącego do przekazywania ruchu obrotowego na wał napędzany.



Rys. 30. Przekładnia typu K-H-V: a) główny fragment mechanizmu równowodowego z tarczami krzywkowymi, b) schemat kinematyczny

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

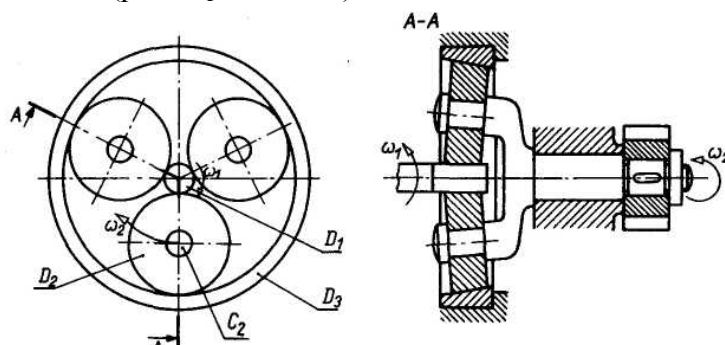


Rys. 31. Przekładnia CYCLO

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

Przekładnie cierne odciążone

Jedną z głównych wad przekładni ciernych jest duże obciążenie łożysk. Stosując przekładnie obiegowe (planetarne), budowane często wg schematu podanego na rys. 32, uzyskuje się odciążenie łożysk od sił poprzecznych oraz zmniejszenie gabarytów przekładni i możliwość uzyskania dużych przełożeń (przeciętnie $8 \div 12$).



Rys. 32. Przekładnia cierna obiegowa

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

Według powyższego schematu koło D_3 , stanowiące grubościenny pierścień stalowy lub żeliwny, jest nieruchome. Satelity D_2 obracają się dookoła swoich czopów C_2 razem z jarzmem. Siła docisku F_n między satelitami D_2 a kołami D_1 , D_3 jest łatwo regulowana przez wzdlużne przesunięcie stożkowych satelitów.

4.6.2. Pytania sprawdzające

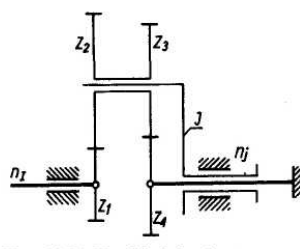
Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Scharakteryzuj przekładnię obiegową?
2. W jaki sposób obliczamy przełożenie przekładni obiegowej?
3. Wyjaśnij pojęcie przekładni różnicowej?
4. Wyjaśnij pojęcia reduktorów i motoreduktorów?
5. Opisz zasadę działania dmuchawy Roots'a?
6. Wyjaśnij zasadę działania przekładni z kołami eliptycznymi?
7. Scharakteryzuj przekładnię falową?
8. Scharakteryzuj przekładnie CYCLO?

4.6.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

W przekładni obiegowej zastosowano następujące koła zębate: $z_1 = 50$ (lub 51), $z_2 = 52$ – o module $m_1 = 1\text{ mm}$ oraz koła $z_3 = 103$, $z_4 = 101$ – o module $m_2 = 0,5\text{ mm}$. Obliczyć wartość przełożenia w obu przypadkach.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

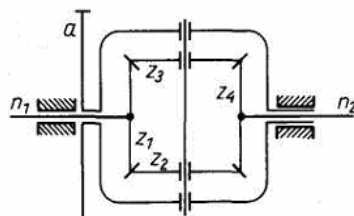
- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) dobrać wzory do obliczeń (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 4) obliczyć przełożenie,
- 5) sprawdzić odległość osi,
- 6) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

W przekładni różnicowej wałek 1 wykonuje $n_1 = 200$ obr/min, zaś koło a- $n_a = 30$ obr/min (kierunek ruchu obrotowego wałka 1 i koła a są przeciwne). Obliczyć prędkość obrotową wałka 2 dla obu rodzajów przekładni.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinien:

- 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 prędkość obrotową n_2 ,
- 5) dokonać analizę wyników,
- 6) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- zbiór zadań z części maszyn,
- literatura z rozdziału 6.

4.6.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz:

- 1) scharakteryzować przekładnię obiegową?
- 2) obliczyć przełożenie przekładni obiegowej?
- 3) omówić zasadę działania przekładni różnicowej?
- 4) scharakteryzować przekładnię falową?
- 5) obliczyć przekładnię różnicową?
- 6) omówić zasadę działania przekładni cyclo?
- 7) omówić zasadę działania przekładni falowej?

Tak

Nie

☐☐☐☐☐☐☐☐☐☐☐☐☐☐

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

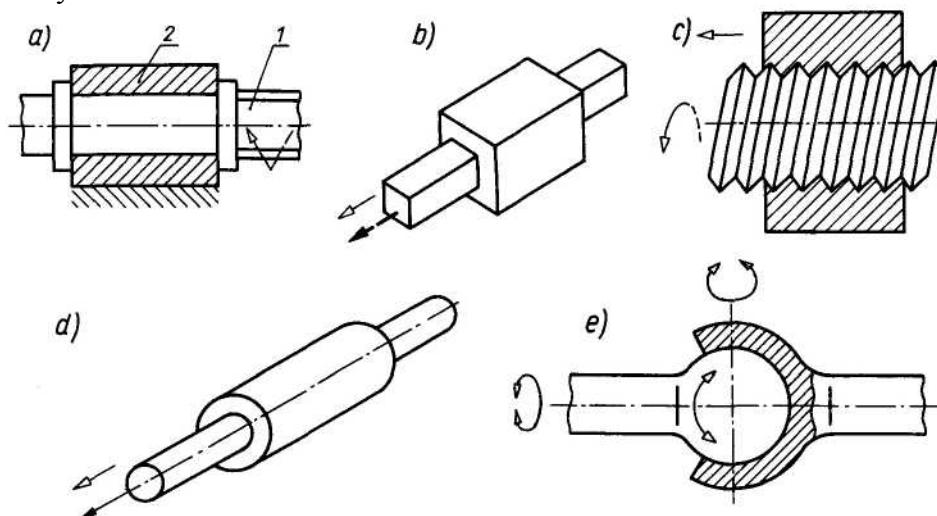
$$a = 6 - s$$

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

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

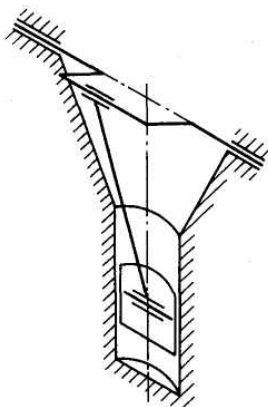
w której:

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

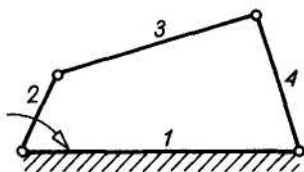
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

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.

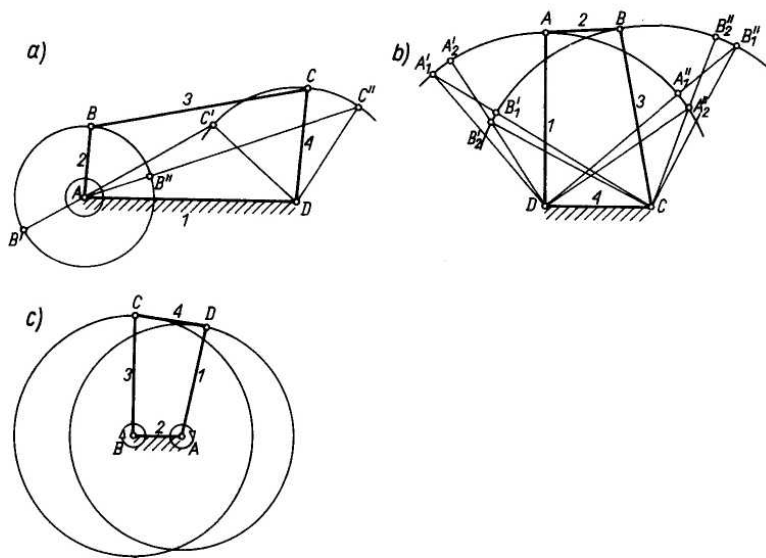
Mechanizmy dźwigniowe

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 niezmiennicze, zatem ruchy członów odbywają się po ściśle określonych torach, zależnych m.in. od wymiarów członów.



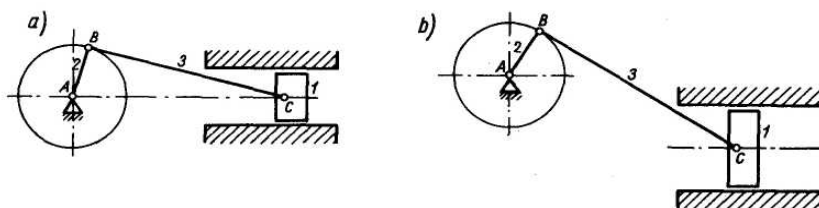
Rys. 35. Czterocząłonowy łańcuch dźwigniowy

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 żurawach 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.

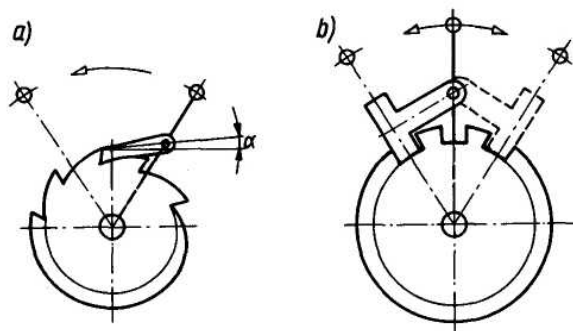
w przenośnikach skokowych. Do najbardziej znanych i rozpowszechnionych należą mechanizmy korbowe. Służą one do zamiany ruchu obrotowego na postępowo-zwrotny (w sprężarkach, pompach tłokowych) lub ruchu postępowo-zwrotnego na obrotowy (w silnikach spalinowych, parowych tłokowych).

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

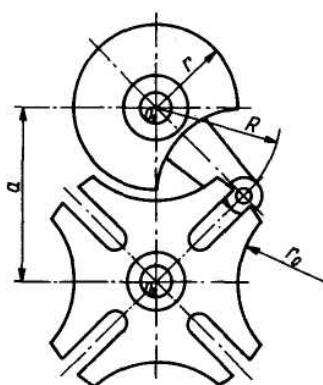
Mechanizmy o ruchu przerywanym spełniają w budowie maszyn i urządzeń różne zadania. Najczęściej służą one:

- 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 bębnow 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

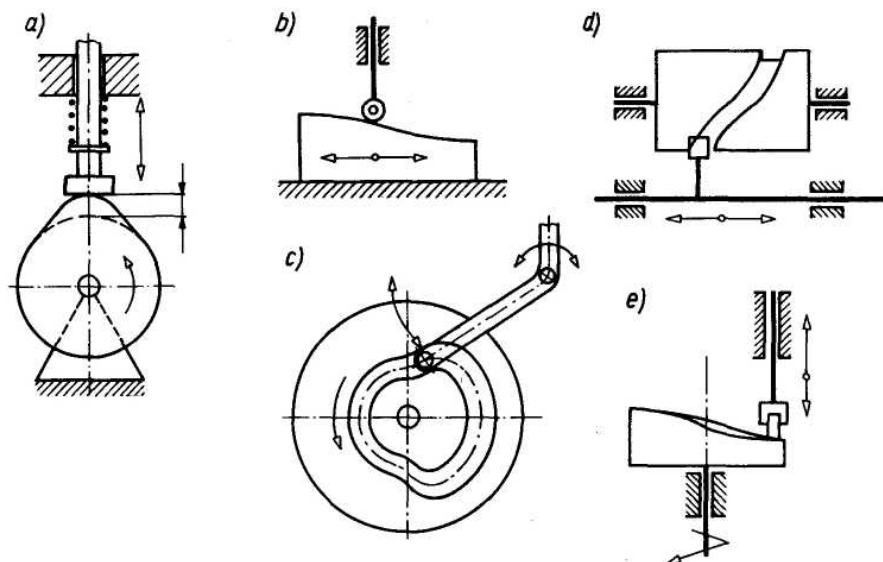
Źródło: Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003

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 $F_R = 250 \text{ N}$, gwint smarowany smarem plastycznym ($\mu=0,1$), obudowa zamknięta, nakrętka nieruchoma w obudowie oparta na kołnierzu; napędzana śruba, co wymaga kamienia pośredniego pomiędzy śrubą i koroną podnośnika.

Dane:

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

Obliczenia

1. Wyznaczanie średnicy rdzenia śruby podnośnika

$$d_r \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_z}{k_c}} \geq 1,13 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 30 \cdot 10^3 N}{200 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}}} \geq 1,13 \sqrt{\frac{39 \cdot 10^3 N}{200 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}}}$$

$$d_r \geq 1,13 \sqrt{0,195 \cdot 10^{-3} m^2} \geq 0,014 m$$

$$d_r = d_3 \approx 20 \text{ mm}$$

2. Dobieranie gwintu trapezowego symetrycznego z normy

Z PN-79/M-02017 dobieramy gwint trapezowy symetryczny Tr 28 x 5 dla którego:

$$d_2 = D_2 = 25,5; \quad d_3 = 22,5; \quad D_1 = 23; \quad D_4 = 28,5; \quad S_r = 3,98 \text{ cm}^2$$

3. Sprawdzenie dobranej śruby na wyboczenie

- a) długość wyboczeniowa śruby
- b) $l_w = h + 0,3h = 400 + 120 = 520 \text{ mm}$
- c) promień bezwładności

$$i = \sqrt{\frac{J_x}{S}} = \frac{d_3}{4} = \frac{22,5}{4} = 5,62$$

- d) smukłość śruby (λ)

$$\text{Dla stali 45T:} \quad R_e = 420 \text{ MPa} \quad \lambda_p = 66 \text{ i} \quad f_d = 350 \text{ MPa}$$

$$\text{Smukłość śruby} \quad \lambda = \frac{\alpha \cdot l_w}{i} = \frac{2 \cdot 520}{5,62} = 185$$

$$\text{Smukłość względna} \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_p} = \frac{185}{66} = 2,8$$

- e) współczynnik wyboczeniowy (φ)

Wg PN-90/B-03200 dla $\bar{\lambda} = 2,8$ współczynnik wyboczeniowy $\varphi = 0,119$

$$F_{obl} = S_r \cdot f_d = 3,98 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot 350 \cdot 10^6 N/m^2 = 139300 \text{ N}$$

Warunek na wyboczenie

$$F \leq \varphi \cdot F_{obl}$$

$$30 \text{ kN} \geq 0,119 \cdot 139,3 \text{ kN} = 16,57 \text{ kN}$$

Śruba ulegnie wyboczeniu.

Dobieramy gwint trapezowy symetryczny o średnicy d_3 dwukrotnie większej Tr 48 x 8, dla którego:

$$d_2 = D_2 = 44; \quad d_3 = 39; \quad D_1 = 40; \quad D_4 = 49; \quad S = 11,95 \text{ cm}^2$$

- f) promień bezwładności

$$i = \sqrt{\frac{J_x}{S}} = \frac{d_3}{4} = \frac{39}{4} = 9,75$$

- g) smukłość śruby (λ)

$$\text{Dla materiału śruby:} \quad R_e = 420 \text{ MPa} \quad \lambda_p = 66 \text{ i} \quad f_d = 350 \text{ MPa}$$

$$\text{Smukłość śruby} \quad \lambda = \frac{\alpha \cdot l_w}{i} = \frac{2 \cdot 520}{9,75} = 106,6$$

$$\text{Smukłość względna} \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_p} = \frac{106,6}{66} = 1,616$$

h) współczynnik wyboczeniowy (φ)

dla $\bar{\lambda} = 1,65$ współczynnik wyboczeniowy $\varphi = 0,295$

$$F_{obl} = S_r \cdot f_d = 11,95 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 350 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 418250 \text{ N}$$

Warunek na wyboczenie

$$F \leq \varphi \cdot F_{obl}$$

$$30 \text{ kN} \geq 0,295 \cdot 418,25 \text{ kN} = 123,3 \text{ kN}$$

Śruba nie ulegnie wyboczeniu.

Śruba została dobrana prawidłowo, to przechodzimy do sprawdzenia samohamowności gwintu.

4. Sprawdzenie samohamowności gwintu

Założyliśmy smarowanie gwintu podnośnika, co dla skojarzenia stal po mosiądzu daje wartość współczynnika tarcia $\mu = 0,1$.

Pozorny kąt tarcia ρ' wyznaczamy z zależności:

$$\mu' = \tan \rho' = \frac{\mu}{\cos 15^\circ} = \frac{0,1}{0,9659} = 0,1035 \Rightarrow \rho' = 5^\circ 55'$$

Dla gwintu Tr 48 x 8, którego skok wynosi 8 mm, a średnica podziałowa $d_2 = 44$ mm wyznaczamy kąt wzniosu linii śrubowej γ

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi d_2} = \frac{8}{3,14 \cdot 44} = 0,0579 \Rightarrow \rho' = 3^\circ 32'$$

$$\tan \gamma > \tan \rho'$$

Gwint jest samohamowny

5. Wyznaczanie momentu napędowego podnośnika

Zakładamy współczynnik tarcia technicznie suchego kamienia o łeb śruby $\mu_1 = 0,12$, $r_{sr.} = 24,5$ mm

$$M = 0,5 Q \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \rho') + Q \cdot \mu_1 r_{sr.}$$

$$M = 0,5 \cdot 30 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} \cdot \tan(5^\circ 55' + 3^\circ 32') + 30 \text{ kN} \cdot 0,12 \cdot 0,0245 \text{ m}$$

$$110,4 + 88,2 = 198,6 \text{ Nm}$$

6. Sprawdzenie śruby z warunku na naprężenia złożone

$$\sigma = \frac{Q}{S_r} = \frac{55 \cdot 10^3 \text{ N}}{11,95 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 46 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M}{W_s} = \frac{M}{0,2 d_3^3} = \frac{198,6 \text{ Nm}}{0,2 \cdot 0,039^2} = 16,7 \text{ MPa}$$

$$k_c = 200 \text{ MPa}; k_s = 130 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{k_c}{k_s} = \frac{200}{130} = 1,54$$

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_z^2 + (\alpha \tau_s)^2} = \sqrt{46^2 + (1,54 \cdot 16,7)^2} = \sqrt{2116 + 429}$$
$$\sigma_z = 50,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 50,45 \text{ MPa} > k_c = 200 \text{ MPa}$$

7. Obliczanie wymiarów nakrętki

a) wysokość nakrętki (H) dla gwintów ruchowych

$$k_o \approx (0,1 - 0,2)k_c$$

0,1 dla dużych częstotliwości 0,2 dla małych częstotliwości

Dla MM58 $k_o = 0,2 \cdot 120 \text{ MPa} = 24 \text{ MPa}$

Zakładamy obustronne fazowanie nakrętki $4,5 \times 45^\circ$

Śruba musi być dobrze prowadzona w nakrętce, dlatego przyjmuje się:

$$H \geq \frac{4Q \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot k_o} = \frac{4 \cdot 30 \text{ kN} \cdot 0,008 \text{ m}}{3,14 \cdot (0,048^2 - 0,040^2) \cdot 24 \text{ MPa}} = \frac{0,960 \text{ m}}{0,0528} \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$H = 18,8 \text{ mm}$$

Dobre prowadzenie śruby w nakrętce wymaga spełnienia warunku:

$$H \approx 2 d_2 = 2 \cdot 44 \text{ mm} = 88 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $H = 90 \text{ mm}$

Liczba czynnych zwojów (z)

$$z = \frac{H}{P} = \frac{90}{8} = 11,25$$

b) średnica zewnętrzna nakrętki

$$d_z \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi k_r} + D^2} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 30 \text{ kN}}{3,14 \cdot 120 \text{ MPa}} + 0,049^2} \geq \sqrt{0,0003185 + 0,0024}$$

$$d_z \geq 53 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $d_z = 54,5 \text{ mm}$ na podstawie wymiarów rury bez szwu o średnicy zewnętrznej $d_{zr} = 63,5$ i grubości ścianki $4,5 \text{ mm}$, co daje $d_{wr} = 54,5 \text{ mm}$

c) wysokość kołnierza nakrętki

Dla MM58 $k_t = 0,65k_c = 0,65 \cdot 120 \text{ MPa} = 78 \text{ MPa}$

$$h_n = \frac{Q}{\pi d_z k_t} = \frac{30 \text{ kN}}{3,14 \cdot 0,0545 \text{ m} \cdot 72 \text{ MPa}} = \frac{0,030}{12,32} = 0,00244 \text{ m}$$

Przyjmujemy $h_n = 4 \text{ mm}$

d) średnica zewnętrzna kołnierza nakrętki (d_k)

$k_o \approx 0,8 k_c = 0,8 \cdot 120 \text{ MPa} = 96 \text{ MPa}$

$$\sigma = \frac{Q}{A_n} \leq k_o \Rightarrow A_n \geq \frac{Q}{k_o} \quad A_n = \frac{\pi(d_k^2 - d_z^2)}{4} \geq \frac{Q}{k_o}$$
$$d_k \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi k_o} + d_z^2} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 30 \text{ kN}}{3,14 \cdot 96 \text{ MPa}} + 0,0545^2} \geq \sqrt{0,000398 + 0,00297}$$

$$d_k \geq 58,1 \text{ mm} \quad \text{przyjmujemy } d_k = d_{zr} = 63,5 \text{ mm}$$

8. Średnica pokrętle

Dla stali st 7 $k_{gj} = 130 \text{ MPa}$

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 k_{gj}}} \geq \sqrt[3]{\frac{0,1986 \text{ Nm}}{0,1 \cdot 130 \text{ Pa}}} \geq \sqrt[3]{0,0153} \text{ m} = 0,00248 \text{ m}$$

Przyjmujemy $d_d = 25 \text{ mm}$

9. Sprawność gwintu

$$\eta_g = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ 55'}{\operatorname{tg} 9^\circ 27'} = \frac{0,105}{0,1673} = 0,63 \approx 63\%$$

10. Sprawność podnośnika

$$\eta_p = \frac{L_u}{L_w} = \frac{QP}{M\varphi} = \frac{30000 \text{ N} \bullet 0,008 \text{ m}}{198,6 \text{ Nm} \bullet 2 \bullet 3,14} = \frac{240}{1247} = 0,193 \approx 19,3\%$$

4.7.2. Pytania sprawdzające

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

1. Jakie człony wyróżniamy w mechanizmach?
2. Wyjaśnij pojęcie węzłów.
3. Jaka jest klasyfikacja par kinematycznych?
4. Co to są stopnie swobody?
5. Dokonaj podziału par kinematycznych na klasy?
6. Wyjaśnij pojęcie ruchliwości mechanizmu.
7. Dokonaj podziału mechanizmów.
8. Scharakteryzuj mechanizmy dźwigniowe.
9. Scharakteryzuj mechanizmy do otrzymywania ruchu przerywanego?
10. Scharakteryzuj mechanizmy krzywkowe?
11. Jaka jest kolejność projektowania mechanizmu śrubowego?

4.7.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Dla mechanizmu, zaproponowanego przez nauczyciela, przeprowadź analizę pod kątem par kinematycznych, stopni swobody i ruchliwości mechanizmu.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy mechanizmu (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 3) uzasadnić wybór,
- 4) zaprezentować efekty swojej pracy,
- 5) dokonać oceny pracy.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Zaprojektować podnośnik śrubowy, którego maksymalny udźwig wynosi $Q = 55 \text{ kN}$, a maksymalna wysokość podnoszenia $h_l = 380 \text{ mm}$. Podstawę podnośnika wykonać jako konstrukcję spawaną. Założyć materiał śruby – stal 55 w stanie ulepszonym cieplnie: materiał

nakrętki – mosiądz MA58, siła ręki pracownika $F_r = 300 \text{ N}$, dopuszczalny nacisk podstawy na grunt $p = 0,5 \text{ MPa}$. Podnośnik jest przeznaczony do pracy o dużej częstotliwości.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) dobrać z tablic wartość naprężeń dopuszczalnych,
- 4) obliczyć i dobrać śrubę (w razie trudności skorzystać z pomocy nauczyciela),
- 5) sprawdzić obliczenia,
- 6) obliczyć wysokość nakrętki,
- 7) obliczyć wymiary pokrętła,
- 8) obliczyć średnicę podstawy podnośnika,
- 9) sprawdzić sprawność gwintu i podnośnika,
- 10) zaprezentować efekty swojej pracy.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik mechanika,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

4.7.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) klasyfikować mechanizmy?	☐	☐
2) dokonać analizy strukturalnej mechanizmów?	☐	☐
3) scharakteryzować mechanizmy dźwigniowe?	☐	☐
4) scharakteryzować mechanizmy do otrzymywania ruchu przerywanego?	☐	☐
5) scharakteryzować mechanizmy krzywkowe?	☐	☐
6) projektować mechanizm śrubowy?	☐	☐

5. SPRAWDZIAN OSIĄGNIĘĆ

INSTRUKCJA DLA UCZNIA

1. Przeczytaj uważnie instrukcję.
2. Podpisz imieniem i nazwiskiem kartę odpowiedzi.
3. Zapoznaj się z zadaniem.
4. Zadanie polega na opracowaniu projektu koła zębatego o zębach prostych.
5. Udzielaj odpowiedzi tylko na załączonej karcie odpowiedzi.
6. Pracuj samodzielnie, bo tylko wtedy będziesz miał satysfakcję z wykonanego zadania.
7. Na rozwiązanie testu masz 90 min.
Powodzenia!

Karta oceny

Lp.	Kryterium	Punkty
1.	Obliczenia parametrów koła zębatego – do 6 punktów 1 punkt za każdy poprawnie obliczony wynik: – średnicy podziałowej – d_p, – wysokości głowy zęba – h_g, – wysokości stopy zęba – h_s, – średnicy wierzchołków – d_g, – średnicy stóp – d_s, – odległości osi kół – a.	
2.	Rysunek koła zębatego do 9 punktów – za rysunek koła zębatego – do 4 punktów, – za poprawne zwymiarowanie koła zębatego – do 5 punktów.	
3.	Tabelka z parametrami koła zębatego do 5 punktów – za wypełnioną tabelkę dla koła zębatego projektowanego – 1 pt., – Za wypełnioną tabelkę dla koła zębatego współpracującego – po 1 punkcie za każdy parametr.	
	Razem	

Materiały dla ucznia:

- instrukcja,
- temat zadania,
- karta odpowiedzi.

ZADANIE PRAKTYCZNE

Temat zadania: Projekt koła zębatego

Polecenie: Zaprojektuj koło zębate o zębach prostych.

Dane do projektowania:

- moduł $m = 2$,
- liczba zębów koła $z = 21$,
- liczba zębów koła współpracującego $z = 60$,
- szerokość wieńca $b = 30$,
- kąt przyporu $\alpha = 20^\circ$,
- luz wierzchołkowy przyjmij $l_w = 0,2$ modułu,
- koło osadzone jest na wale o średnicy $\varnothing 20$, za pomocą wpustu pryzmatycznego,
- szerokość piasty równa jest szerokości wieńca koła zębatego.

Projekt powinien zawierać:

- Obliczenia parametrów koła zębatego.
- Dobór szerokości i głębokości rowka w otworze piasty.
- Zwymiarowany szkic koła zębatego.
- Wypełnioną tabelkę z danymi o kole zębatym.

Kryteria oceniania:

- 1) Za obliczenie parametrów koła zębatego – do 6 punktów.
- 2) Za wykonany szkic koła zębatego do 5 punktów.
- 3) Za poprawne zwymiarowanie koła zębatego do 4 punktów.
- 4) Za wypełnioną tabelkę z danymi do 5 punktów.

Wymagania na oceny:

do 6 punktów – niedostateczny,
7 – 9 punktów – dopuszczający,
10 – 12 punktów – dostateczny,
13 – 15 punktów – dobry,
16 – 18 punktów – bardzo dobry,
19 – 20 punktów – celujący.

KARTA ODPOWIEDZI

Do testu praktycznego „Projektowanie koła zębatego o zębach prostych”

Imię i nazwisko

Projekt koła zębatego

1. Obliczenia parametrów koła zębatego:

Oblicz:

- średnicę podziałową – d_p ,
- wysokość głowy zęba – h_g ,
- wysokość stopy zęba – h_s ,
- średnice wierzchołków i stóp – d_g , d_s ,
- odległość osi kół – a .

Obliczenia	Wyniki	Punkty
	$d_p = \dots\dots\dots$	
	$h_g = \dots\dots\dots$	
	$h_s = \dots\dots\dots$	
	$d_g = \dots\dots\dots$	
	$d_s = \dots\dots\dots$	
	$a = \dots\dots\dots$	

2. Rysunek koła zębatego:

Wykonaj szkic:

- koła zębatego,
- zwymiaruj średnice zazębienia, szerokość wieńca, średnice otworu, rowek wpustowy (szerokość rowka wynosi $6H9$, głębokość rowka wynosi $2,8^{+0,1}$).

Szkic	Punkty

3. Parametry koła zębatego.

Parametry zazębienia	Wartość	Punkty
Koło zębate projektowane		
Liczba zębów $z =$		
Moduł normalny $m =$		
Wysokość stopy zęba $h_s =$		
Wysokość głowy zęba $h_g =$		
Koło współpracujące		
Liczba zębów $z =$		
Średnica podziałowa		
Średnica głów		
Średnica stóp		

Suma punktów	
Ocena	

6. LITERATURA

1. Dietrich M.: Podstawy konstrukcji maszyn. WNT, Warszawa 1999
2. Hajduk A., Rogoziński T., Breczko T., Jermołaj W., Nowakowski J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Białostocka 1990
3. Knosala R.: Podstawy konstrukcji maszyn. Przykłady obliczeń. WNT, Warszawa 2000
4. Korewa W.: Części maszyn. Cz. 3. PWN, Łódź 1966
5. Korewa W., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Cz. 2. WNT, Warszawa 1967
6. Kurmaz L.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2001
7. Okraszewski K.: Ćwiczenia konstrukcyjne. WSiP, Warszawa 1994
8. Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999
9. Potyński A.: Podstawy technologii i konstrukcji mechanicznych. WSiP, Warszawa 1999
10. Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999
11. Rutkowski A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 2003
12. Siuta W.: Mechanika techniczna. WSiP, Warszawa 2000