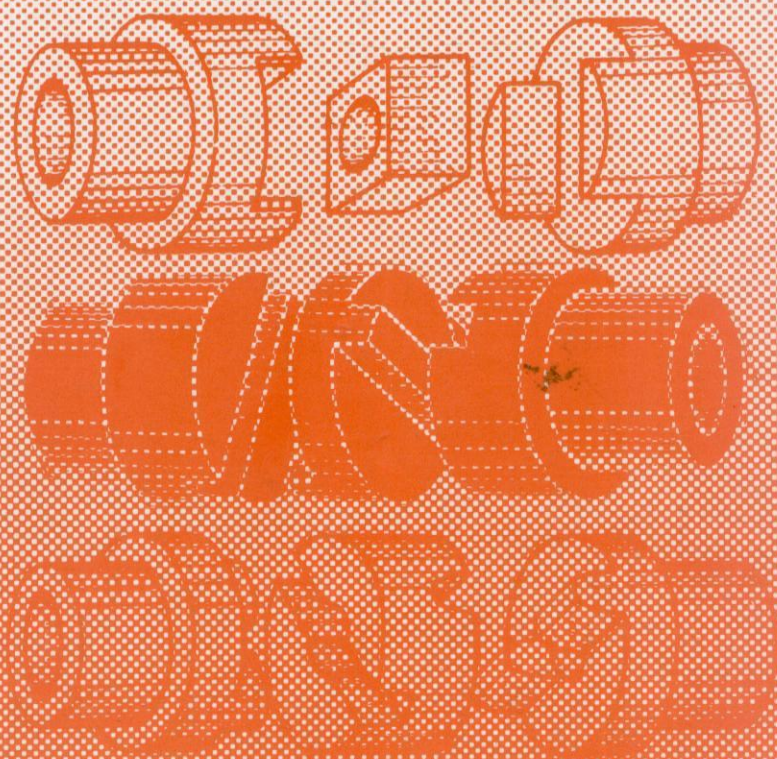


Andrzej Rutkowski

Części maszyn



Andrzej Rutkowski

Części maszyn

Wydanie szóste



Warszawa
Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne
Spółka Akcyjna

Spis treści

Wykaz tablic i określenie ich tematyki	6
Przedmowa	7
1. Zasady konstruowania części maszyn	9
1.1. Zasady ogólne	9
1.2. Klasyfikacja i cechy użytkowe części maszyn	10
1.3. Normalizacja części maszyn	11
1.4. Zasady obliczania wytrzymałości części maszyn	14
1.5. Wytrzymałość zmęczeniowo-kształtowa	22
1.6. Materiały konstrukcyjne	30
1.7. Kształtowanie części maszyn	36
1.8. Tolerancje i pasowania w budowie maszyn	40
2. Połączenia nitowe	45
2.1. Charakterystyka i rodzaje połączeń nitowych	45
2.2. Rodzaje i wymiary nitów	46
2.3. Układ sił i naprężeń w złączach nitowych	48
2.4. Połączenia nitowe mocne	49
2.5. Kratownice i blachownice	55
2.6. Nity specjalne	57
3. Połączenia spajane	60
3.1. Połączenia spawane	60
3.2. Połączenia zgrzewane	73
3.3. Połączenia lutowane	77
3.4. Połączenia klejone	79
4. Połączenia wciskowe	81
4.1. Rodzaje i charakterystyka połączeń wciskowych	81
4.2. Obciążenia połączeń wciskowych	83
4.3. Obliczanie wytrzymałości elementów połączeń włączanych	85
4.4. Obliczanie połączeń skurczowych	89
5. Połączenia kształtowe	91
5.1. Charakterystyka i klasyfikacja połączeń kształtowych	91
5.2. Połączenia wpustowe	92
5.3. Połączenia wielowypustowe	97
5.4. Połączenia kołkowe i sworzniowe	100
5.5. Połączenia klinowe	106

6. Połączenia gwintowe	111
6.1. Ogólna charakterystyka i klasyfikacja połączeń gwintowych	111
6.2. Budowa i podstawowe parametry gwintu	112
6.3. Rodzaje gwintów i ich zastosowanie	114
6.4. Łączniki gwintowe	118
6.5. Układ sił i praca w połączeniu gwintowym	124
6.6. Obliczanie wytrzymałości połączeń gwintowych	127
6.7. Projektowanie śrub, połączeń gwintowych i mechanizmów śrubowych	137
7. Elementy podatne	146
7.1. Klasyfikacja i charakterystyka elementów podatnych	146
7.2. Sprężyny — wiadomości ogólne	146
7.3. Sztywność i praca sprężyny	148
7.4. Sprężyny śrubowe	150
7.5. Sprężyny płaskie (prętowe)	159
7.6. Inne rodzaje sprężyn	164
7.7. Łączniki gumowe	167
7.8. Układy pneumatyczne i hydrauliczne	169
8. Połączenia rurowe i zawory	172
8.1. Rurociągi	172
8.2. Przewody rurowe	172
8.3. Połączenia rurowe	174
8.4. Zawory	180
9. Osie i wały	190
9.1. Wiadomości ogólne	190
9.2. Obciążenia osi i wałów	192
9.3. Zasady obliczania wytrzymałości osi i wałów dwupodporowych	195
9.4. Wytrzymałość zmęczeniowa osi i wałów	204
9.5. Sztywność osi i wałów	206
9.6. Zasady konstruowania osi i wałów	208
9.7. Wały wykorczone i wały giętkie	210
10. Łożyska	212
10.1. Wiadomości ogólne o łożyskach	212
10.2. Łożyska ślizgowe	213
10.3. Łożyska toczne	226
10.4. Tribologia	242
11. Przekładnie zębate	249
11.1. Ogólna charakterystyka napędów i przekładni	249
11.2. Rodzaje kół i przekładni zębatych	254
11.3. Podstawowe określenia i obliczanie wymiarów kół walcowych o zębach prostych	258
11.4. Współpraca uzębień i rodzaje zarysów zębów	263
11.5. Obróbka uzębień kół zębatych walcowych	267
11.6. Przesunięcie zarysu w kołach i przekładniach zębatych	270

11.7. Wytrzymałość uzębień kół walcowych o zębach prostych	278
11.8. Przekładnie walcowe o zębach skośnych i daszkowych	289
11.9. Inne przekładnie z kołami walcowymi	296
11.10. Konstrukcja kół zębatych walcowych	298
11.11. Przekładnie kątowe z kołami stożkowymi	300
11.12. Przekładnie zębate śrubowe (o osiach wchrowatych)	305
11.13. Przekładnie ślimakowe	305
11.14. Przekładnie obiegowe	314
11.15. Przekładnie złożone	317
11.16. Przekładnie specjalne	319
12. Przekładnie cierne	326
12.1. Wiadomości ogólne	326
12.2. Przekładnie cierne o stałym przełożeniu	326
12.3. Zasady obliczania przekładni ciernych	328
12.4. Przekładnie cierne odciążone	334
12.5. Przekładnie cierne o zmiennym przełożeniu	335
13. Przekładnie cięgnowe	337
13.1. Wiadomości ogólne	337
13.2. Przekładnie pasowe z pasem płaskim	338
13.3. Obliczanie przekładni z pasem płaskim	343
13.4. Przekładnie pasowe z pasami klinowymi, okrągłymi i zębatymi	350
13.5. Obliczanie przekładni z pasami klinowymi	353
13.6. Przekładnie łańcuchowe	356
14. Sprzęgła	364
14.1. Rodzaje i charakterystyka sprzęgieł	364
14.2. Normalizacja i zasady doboru sprzęgieł	366
14.3. Sprzęgła nierozłączne	367
14.4. Sprzęgła sterowane	377
14.5. Sprzęgła samoczynne	388
15. Hamulce	392
15.1. Klasyfikacja i charakterystyka hamulców	392
15.2. Hamulce klockowe	393
15.3. Hamulce cięgnowe	399
16. Mechanizmy	405
16.1. Rodzaje mechanizmów i ich klasyfikacja	405
16.2. Mechanizmy dźwigniowe	407
16.3. Mechanizmy do otrzymywania ruchu przerywanego	410
16.4. Mechanizmy krzywkowe	412
Wykaz literatury	415
Wzory wielkościowe i liczbowe	416
Zamiana jednorodnych jednostek miar	418

WYKAZ TABLIC I OKREŚLENIE ICH TEMATYKI

1.1. Cechy użytkowe części maszyn	11
1.2. Przeciętne wartości współczynników bezpieczeństwa	18
1.3. Zależności do określania wytrzymałości zmęczeniowej	19
1.4. Orientacyjne własności wytrzymałościowe niektórych gatunków stali	20
1.5. Orientacyjne własności wytrzymałościowe niektórych gatunków staliw i żeliw	21
2.1. Wartości naprężeń dopuszczalnych, stosowane przy obliczaniu połączeń nitowych	49
2.2. Rozmieszczenie nitów w połączeniach mocnych	53
3.1. Podział i cechy charakterystyczne połączeń spajanych	60
3.2. Rodzaje spoin	64
3.3. Orientacyjne wartości współczynnika wytrzymałości spoin z	68
3.4. Wymiary zgrzein	75
4.1. Orientacyjne wartości współczynników tarcia μ przy obliczaniu połączeń wci- skowych	83
4.2. Dopuszczalne naciski powierzchniowe p_{max} dla połączeń wciaskowych	87
5.1. Dopuszczalne naciski powierzchniowe w połączeniach kształtowych	96
6.1. Gwinty ogólnego przeznaczenia	115
6.2. Orientacyjny tok projektowania podnośnika śrubowego	142
7.1. Orientacyjne własności wytrzymałościowe niektórych gatunków stali sprężynowych	147
7.2. Wartości F/f_1 do obliczania sprężyn śrubowych	156
7.3. Wzory do obliczania sprężyn zginanych o przekroju prostokątnym	161
8.1. Orientacyjne naciski powierzchniowe na uszczelki	179
10.1. Orientacyjne wartości nacisków dopuszczalnych w łożyskach ślizgowych	223
10.2. Orientacyjne wartości dopuszczalne iloczynu $p \cdot v$ dla łożysk ślizgowych	224
10.3. Podział łożysk tocznych i ich oznaczanie	228
10.4. Ogólne wytyczne doboru trwałości łożysk tocznych L_h	231
10.5. Wybrane wartości C/F dla łożysk kulkowych przy różnych L_h	232
10.6. Rodzaje procesów zużywania tribologicznego i ich charakterystyka	246
11.1. Graniczne wartości cech użytkowych dla różnych przekładni	253
11.2. Normalne moduły m kół zębatach	260
11.3. Orientacyjne wartości z_{min} dla różnych wartości x	272
11.4. Wartości współczynników B_1 i B_2 dla kół z kątem przyporu $\alpha_o = 20^\circ$	274
11.5. Wartości współczynnika kształtu zęba q	281
11.6. Wartości współczynnika przeciążenia K_p	282
11.7. Wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych K_v	282
11.8. Orientacyjne wartości dopuszczalnych naprężeń zginających k_{σ} i twardości HB dla niektórych materiałów stosowanych na koła zębata	283
11.9. Wartości współczynnika C we wzorze Hertza przy kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$	287
11.10. Orientacyjne wartości współczynnika W do obliczania nacisków dopuszczalnych w kołach zębatych	288
11.11. Moduły osiowe i wskaźniki średnicowe dla przekładni ślimakowych wałcowych	310
12.1. Wartości współczynnika tarcia μ oraz nacisków k_o w przekładniach ciernych	330
13.1. Charakterystyczne współczynniki dla pasów płaskich	340
13.2. Współczynnik przeciążenia K w przekładniach pasowych	344
13.3. Tok projektowania przekładni pasowej otwartej z pasem płaskim	349
13.4. Zestawienie wymiarów pasów klinowych i wieńców kół	351
13.5. Zalecana liczba zębów kół łańcuchowych	361
13.6. Największe wartości parametrów przekładni łańcuchowych	361
14.1. Orientacyjne wartości współczynnika przeciążenia K dla sprzęgieł	367
14.2. Charakterystyka materiałów ciernych, stosowanych w sprzęgłach i hamulcach	380

Przedmowa

Poznanie zasad budowy maszyn oraz nabycie umiejętności ich konstruowania, obsługi i remontowania wymagają opanowania wiadomości o elementach, z których buduje się maszyny i urządzenia. Zadaniom tym służy przedmiot nauczania „części maszyn”. Na lekcjach części maszyn uczniowie technikum zapoznają się z podstawowymi elementami i zespołami maszyn, zasadami ich obliczania i kształtowania, a także z zasadami ich współdziałania i łączenia. Wiadomości te są niezbędne każdemu pracownikowi przemysłu maszynowego: zarówno pracującemu w dziale konstruowania maszyn, jak i zatrudnionemu w opracowywaniu procesów technologicznych lub planowania produkcji, obsłudze, montażu, remontach maszyn itp.

Nieustanny postęp w dziedzinie techniki powoduje, że stale są wprowadzane nowe rozwiązania konstrukcyjne, nowe materiały oraz coraz dokładniejsze metody obliczeń wytrzymałościowych, wskutek czego uzyskuje się m.in. lżejsze konstrukcje, obniżkę kosztów wytwarzania (zwłaszcza kosztów materiałowych) i inne korzyści gospodarcze.

Bogactwo treści związanych z przedmiotem części maszyn powoduje, że zarówno program nauczania, jak i podręcznik nie mogą obejmować wszystkich niezbędnych wiadomości. Tak więc w ramach części maszyn zostaną omówione tylko podstawowe elementy i zespoły, takie jak śruby, sprężyny, wały, łożyska, przekładnie, sprzęgła itp. — stosowane powszechnie w większości maszyn. Części o charakterze specjalistycznym, jak np. kadłuby (korpusy) maszyn, tłoki, mechanizmy sterujące, będą omawiane w przedmiotach specjalistycznych.

Części maszyn są przedmiotem nauczania, który łączy pozostałe przedmioty ogólnozawodowe i niektóre przedmioty ogólnokształcące (rysunek techniczny, mechanikę techniczną, technologię ogólną, fizykę, matematykę) z kierunkowymi (specjalistycznymi) przedmiotami zawodowymi; wiąże wiadomości o konstruowaniu i obliczaniu części maszyn z ich technologią.

Dla ułatwienia opanowania zasad obliczeń wytrzymałościowych w podręczniku pominięto niektóre parametry, uwzględniane w dokładniejszych obliczeniach, upraszczając w ten sposób metody obliczeń. Uproszczenia obejmują również:

- 1) zastosowanie tablic naprężeń dopuszczalnych, ustalonych przy przyjęciu przeciętnych wartości współczynników bezpieczeństwa; wartości naprężeń dopuszczalnych przyjmowane przy projektowaniu maszyn są przeważnie różnicowane także w zależności od rodzaju elementów i warunków ich pracy — zwłaszcza przy uwzględnianiu czynników decydujących o wytrzymałości zmęczeniowej;

- 2) podanie w tablicach własności mechanicznych stali (R_m , R_e) w postaci konkretnych wartości, niezależnie od wymiarów półfabrykatów (blach, prętów); w Polskich Normach wartości R_m i R_e dla stali są zróżnicowane w zależności od grubości wyrobu lub od średnicy pręta (przy większych wymiarach — niższe wartości R_m i R_e);
- 3) ograniczenie liczby różnych współczynników, stosowanych w dokładniejszych obliczeniach wytrzymałościowych w celu uwzględnienia rzeczywistych warunków pracy (np. w przypadku spoin);
- 4) prowadzenie obliczeń elementów maszyn w zasadzie tylko dla przekroju najbardziej narażonego na zniszczenie.

Założeniem autora jest, aby w niniejszym podręczniku zostały przekazane podstawowe wiadomości o konstrukcji części maszyn, zasadach ich obliczania, stosowanych materiałach oraz ogólne wytyczne o zastosowaniu typowych elementów. Podane informacje mogą być pogłębione przez korzystanie z literatury technicznej. W szczególności zaleca się korzystanie z aktualnych Polskich Norm (PN), zwłaszcza wymienionych w podręczniku, a także z poradników dla mechaników.

1. Zasady konstruowania części maszyn

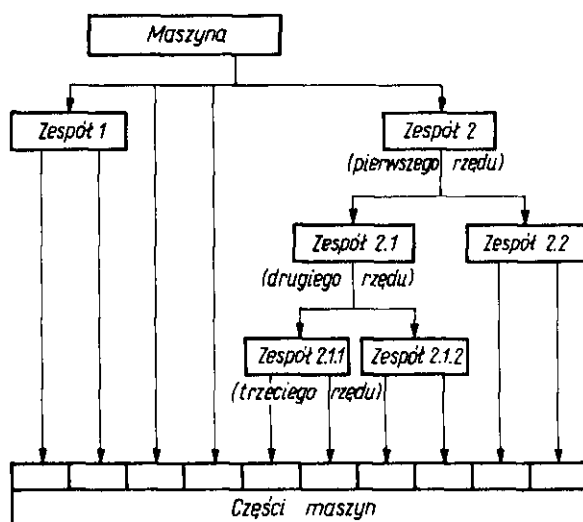
1.1. Zasady ogólne

Konstruowanie jest procesem projektowania konstrukcji (np. maszyny, urządzenia). Koncepcja tej konstrukcji jest zapisywana w postaci **dokumentacji technicznej**. W skład dokumentacji technicznej wchodzi:

- dokumentacja konstrukcyjna, obejmująca dokumenty związane z konstrukcją (budową, postacią geometryczną) projektowanego wyrobu (rysunki, obliczenia, opisy itp.),
- dokumentacja technologiczna, określająca technologię wykonania poszczególnych części i ich montażu.

W sensie konstrukcyjnym każda maszyna składa się z zespołów i części. **Zespołem** nazywa się zestaw części stanowiący gotowy wyrób produkowany przez wyspecjalizowane zakłady (np. silnik, sprzęgło) lub też zestaw wynikający z wymagań technologii montażu maszyny (np. w tokarce — suport, konik itd.). Bardziej skomplikowane zespoły dzieli się na zespoły niższego rzędu (np. wrzeciono tokarki wraz z kołami zębatymi i łożyskami stanowi zespół drugiego rzędu w stosunku do wrzeciennika).

Każdą maszynę oraz jej zespoły można rozłożyć na proste elementy, nazywane **częściami maszyn** (rys. 1.1). W nauce przedmiotu „części ma-



Rys. 1.1. Podział maszyny na zespoły i części

szyn” pojęcie to obejmuje zarówno pojedyncze elementy (np. śruby, nakrętki, sprężyny), jak i zestawy elementów, stanowiące w zasadzie zespoły niższego rzędu (np. korpusy spawane z kilku części, łożyska toczne).

Projektowanie maszyn wymaga zachowania wielu warunków. Do podstawowych **zasad konstruowania maszyn** zalicza się m.in.:

- przystosowanie maszyny do określonych zadań eksploatacyjnych,
- niezawodność i trwałość,
- łatwy montaż i demontaż,
- mały ciężar i wymiary gabarytowe,
- możliwość stosowania prostych procesów technologicznych zarówno w produkcji części, jak i w ich montażu,
- niskie koszty produkcji i eksploatacji,
- estetykę projektowanej maszyny,
- inne warunki, zależne m.in. od rodzaju maszyny i jej przeznaczenia.

Zasady te muszą być także spełnione przy projektowaniu części maszyn, dlatego zadaniem przedmiotu jest przekazanie wiadomości o podstawowych częściach, występujących w większości maszyn i urządzeń.

1.2. Klasyfikacja i cechy użytkowe części maszyn

Większość powszechnie stosowanych części maszyn można podzielić na trzy zasadnicze grupy:

- części połączeń,
- łożyskowania,
- części napędów.

Połączeniem (złączem) nazywa się fragment konstrukcji, w którym części łączone są powiązane za pomocą łączników, tworząc połączenie pośrednie. Łącznikami są: śruby, wpusty itp; funkcje łączników spełniają także spoiny, zgrzeiny itd. Stosowane są również połączenia bezpośrednie (bez łączników), np. połączenia kształtowe lub wciskowe.

Połączenia dzieli się ponadto na **połączenia spoczynkowe**, w których części łączone są nieruchome względem siebie (np. połączenia nitowe, spawane), oraz **połączenia ruchowe**, w których jedna część może przesuwać się względem drugiej (np. połączenia wielowypustowe).

Połączenia spoczynkowe można podzielić na **rozłączne** (np. gwintowe, kołkowe) oraz **nierozłączne**, których rozłączenie jest możliwe tylko przez zniszczenie łącznika lub części łączonych.

Elementami **łożyskowania** są osie lub wały i łożyska. Części napędów to przekładnie zębate, cięgnowe, cierne oraz mechanizmy śrubowe, dźwigniowe itd.

W podręczniku zostaną ponadto omówione zawory oraz sprzęgła i hamulce, które należą do powszechnie stosowanych części składowych maszyn, ale nie mieszczą się w żadnej z zasadniczych grup podanej klasyfikacji.

Cechy użytkowe części maszyn. Konstruowanie części maszyn wymaga spełnienia różnorodnych wymagań, zarówno podawanych w warunkach technicznych projektowania maszyn, jak i wynikających z ogólnych zasad konstruowania maszyn. Wymagania te określa się ogólnie jako cechy użytkowe części maszyn. Podstawowe cechy użytkowe, które powinny być uwzględnione w procesie konstruowania części maszyn, są podane w tablicy 1.1.

Cechy użytkowe części maszyn

Tablica 1.1

Cechy	Ich znaczenie użytkowe
wytrzymałościowe	wytrzymałość mechaniczna, sztywność i trwałość konstruowanych części
materiałowe	własności wytrzymałościowe, łatwa obrabialność, odporność na korozję i inne czynniki, odporność na zmiany temperatury w czasie pracy, łatwość nabycia, stosowanie wąskiego asortymentu materiałów (np. stal) itd.
technologiczne	łatwość wykonania, możliwość stosowania prostych procesów technologicznych o małej pracochłonności itp.
montażowe	łatwość montażu i demontażu oraz napraw i wymiany uszkodzonych elementów; zamienność części
eksploatacyjne	niezawodność i bezpieczeństwo działania, łatwość obsługi, cicha praca itd.
ekonomiczne	niski koszt materiału, produkcji i eksploatacji
estetyczne	prostota i estetyka kształtu, dostosowanie wykończenia powierzchni do warunków użytkowania itp.
inne	mały ciężar i wymiary, szczelność połączeń, łatwość i bezpieczeństwo transportu itd.

Uwzględnianie cech użytkowych w czasie projektowania części maszyn wpływa bezpośrednio na dobór procesów technologicznych, przebieg procesu produkcji, koszty produkcji oraz eksploatacji wytwarzanych maszyn itd. Ułatwieniem procesu konstruowania jest normalizacja części maszyn, mająca doniosłe znaczenie w produkcji przemysłowej.

1.3. Normalizacja części maszyn

Przez normalizację rozumie się opracowywanie i wprowadzanie jednolitych norm. Normalizacja w technice ma na celu **uporządkowanie, uproszczenie i ujednolicenie**:

- oznaczeń technicznych (w tym rysunku technicznego) i słownictwa,
- podstawowych wielkości stosowanych w budowie maszyn, np. wymiarów normalnych, tolerancji i pasowań, zarysów gwintów,
- materiałów (np. gatunków stali, żeliw),
- gotowych wyrobów, w tym zarówno części maszyn (np. nitów, śrub, wpustów), jak i zespołów (sprzęgieł, przekładni zębatych i innych),

- niektórych metod badawczych,
 - warunków odbioru technicznego, konserwacji, transportu itp.
- Stosowanie elementów znormalizowanych powoduje **obniżenie kosztów** wytwarzania oraz eksploatacji maszyn i urządzeń, ponieważ m.in.:
- elementy znormalizowane (części, zespoły) mogą być produkowane w wyspecjalizowanych zakładach wielkoseryjnie lub masowo, przy zastosowaniu wysoko wydajnych metod produkcji,
 - jest możliwe wprowadzanie zamienności części w szerokim zakresie, zarówno w procesach montażowych, jak i przy naprawach,
 - zostaje ułatwiona praca konstruktora, który nie projektuje i nie wykonuje rysunków części normalnych, a jedynie podaje ich symbole w dokumentacji technicznej; zmniejsza się w ten sposób liczba rysunków składających się na dokumentację konstrukcyjną poszczególnych maszyn i urządzeń.

W przemyśle maszynowym w każdej maszynie występuje przeciętnie:

- $30 \div 50\%$ części znormalizowanych (wg PN lub BN),
- $30 \div 40\%$ części nadających się do ujednolicenia (np. części o podobnych kształtach),
- $10 \div 30\%$ części specjalnych.

Wprowadzając w szerokim zakresie części znormalizowane, można w efekcie zyskać dość znaczne obniżenie kosztów produkcji.

Rodzaje norm. Normą techniczną nazywa się powszechnie obowiązujący w kraju dokument techniczno-prawny, określający właściwości (np. materiałów), cechy wyrobów (np. kształty, wymiary, parametry) itp.

W Polsce są opracowywane, zatwierdzane i wydawane przez Polski Komitet Normalizacyjny (PKN) **Polskie Normy** — znak PN. Zgodnie z ustawą o normalizacji stosowanie Polskich Norm jest dobrowolne — chyba, że obowiązek ich stosowania został wprowadzony w drodze rozporządzenia ministrów lub powołania w ustawach.

W poszczególnych branżach i resortach są stosowane także **normy branżowe** — znak BN. Normy te dotyczą określonej branży i zagadnień, których zakres nie ma charakteru ogólnokrajowego.

W działalności dotyczącej normalizacji jest zorganizowana **współpraca międzynarodowa**, którą kieruje Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna (ISO), a w ramach kontynentu europejskiego — Europejski Komitet Normalizacyjny CEN. Polskie Normy wprowadzające międzynarodową normę ISO mają w swym zapisie podany symbol ISO, a wprowadzające normę europejską — symbol EN. Tak na przykład Polskie Normy dotyczące zarządzania jakością i zapewnienia jakości mają zapis PN-EN 2900:1993 oraz PN-ISO 900-3:1994.

Podział Polskich Norm (PN). Podstawowym oznaczeniem każdej Polskiej Normy, stosowanym do końca 1993 r., jest zapis symbolowo-liczbowy (np. $\frac{\text{PN-94}}{\text{H-92203}}$) oraz jej tytuł. Liczba w liczniku określa rok ustanowie-

nia normy (w przykładzie — 1994 r.). W mianowniku: litera oznacza zakres normy (np. H — hutnictwo i jego wyroby, M — przemysł maszynowy i narzędziowy, B — budownictwo), liczba zaś — numer kolejny normy w danym zakresie.

Od początku 1994 r. jest stosowany nowy zapis — np. PN-H-92203:1994, w którym rok ustanowienia normy umieszcza się na końcu zapisu, po dwukropku.

Polskie Normy są wymienione w Katalogu Polskich Norm, wydawanym przez Polski Komitet Normalizacyjny. Ponadto PKN wydaje — między kolejnymi edycjami Katalogu PN, co 6 miesięcy — dodatek „Aktualizacja”, w którym są podawane informacje o Polskich Normach ustanowionych w danym półroczu lub wycofanych ze zbioru, a także o zmianach wprowadzonych do PN w tym okresie.

Katalog, wydany w 1999 r. (dane aktualne w chwili druku), składa się z 8 części:

- 1 — Wstęp,
- 2 — Międzynarodowa Klasyfikacja Norm (ICS),
- 3 — Wykaz PN w układzie według ICS,
- 4 — Indeks PN w układzie numerycznym,
- 5 — Wykaz Polskich Norm częściowo zastąpionych normami PN ustanowionymi w latach 1996–1998,
- 6 — Wykaz Polskich Norm zastąpionych normami PN ustanowionymi w latach 1996–1998,
- 7 — Wykaz norm oraz dokumentów normalizacyjnych europejskich i międzynarodowych odpowiadających PN,
- 8 — Indeks rzeczowy Polskich Norm.

Podział ten umożliwia sprawne odszukanie norm, np. poszukując norm o żeliwie szarym — w indeksie rzeczowym (8) odczytujemy nr ICS (77.080.10), a następnie w wykazie PN (3) pod tym numerem odszukamy interesujące nas normy. Jeżeli znamy tylko numer normy, to wtedy w indeksie numerycznym (4) odszukamy numer tej normy. Obok tego numeru jest podana strona katalogu, na której można znaleźć pełny tytuł normy.

Typizacja i unifikacja. Mianem typizacja określa się działalność normalizacyjną, polegającą na ograniczeniu liczby podstawowych wyrobów o zbliżonych właściwościach. Dokonany wybór stosowanych odmian, wymiarów itd. powinien zapewniać pokrycie zapotrzebowania odbiorców w pełnym asortymencie.

Przykładem typizacji z zakresu zagadnień ogólnych jest wprowadzenie wymiarów normalnych (PN-78/M-02041). Są one uszeregowane wg rosnącego postępu geometrycznego, opartego na szeregu Renarda. Mnożnikiem jest 10 (gdzie $\sqrt[n]{10}$ — gdzie $n = 5, 10, 20$ lub 40), odpowiednio zaokrąglona. Wybranie ze zbioru liczb naturalnych niektórych liczb i stosowanie ich jako wymiarów normalnych umożliwia m.in. ograniczenie liczby stosowanych narzędzi i sprawdzianów.

W przypadku wykonywania znormalizowanych części maszyn, np. śrub, pełny asortyment gwintów i długości śrub (oparty na wymiarach nominalnych) może wynosić kilkaset tzw. typowymiarów. Zastosowanie typizacji w tym przypadku polega na ustaleniu gwintów uprzywilejowanych oraz ograniczeniu długości śrub stosowanych dla każdego gwintu, co powoduje kilkakrotne zmniejszenie liczby typowymiarów. Efektem jest wówczas możliwość produkowania mniejszej liczby śrub, ale w większych seriach, co jest korzystniejsze z punktu widzenia ekonomiki produkcji.

Unifikacja jest wyrazem dalszego postępu w zakresie normalizacji i polega na ujednoliceniu elementów i zespołów stosowanych w podobnych maszynach, co ogranicza liczbę produkowanych odmian elementów i zespołów oraz zwiększa zakres zamienności. Zastosowanie unifikacji w budowie maszyn można zilustrować następująco: przy projektowaniu nowej maszyny wykorzystano np. ok. 5% części stosowanych w poprzednio produkowanych maszynach (niezależnie od części znormalizowanych); podejmując konstrukcję kolejnych wersji podobnych maszyn można stopniowo osiągnąć nawet ponad 80% części powtarzanych, stosowanych we wszystkich produkowanych typach maszyn.

Zwiększenie powtarzalności rozwiązań konstrukcyjnych części maszyn — a tym samym wprowadzanie typizacji i unifikacji w coraz szerszym zakresie — wymaga prowadzenia statystyk produkowanych elementów, i to nie tylko w ramach jednego zakładu. Mając do dyspozycji zgromadzone materiały statystyczne, można tworzyć zbiory elementów o podobnej konstrukcji i technologii wytwarzania. Po ujednoliceniu elementów o zbliżonych kształtach i wymiarach można będzie je produkować w znacznie większych seriach, zależnie od potrzeb różnych zakładów.

W celu ułatwienia podjęcia skoordynowanych działań w tym zakresie Centralny Ośrodek Badawczy Normalizacji opracował „Jednolitą Klasyfikację Konstrukcyjno-Technologiczną Przedmiotów Produkcji” (JKKTPP), wydaną w 1977 r. przez Wydawnictwa Normalizacyjne. Wdrażanie JKKTPP w przemyśle powinno przyczynić się do uzyskania wymiernych korzyści ekonomicznych.

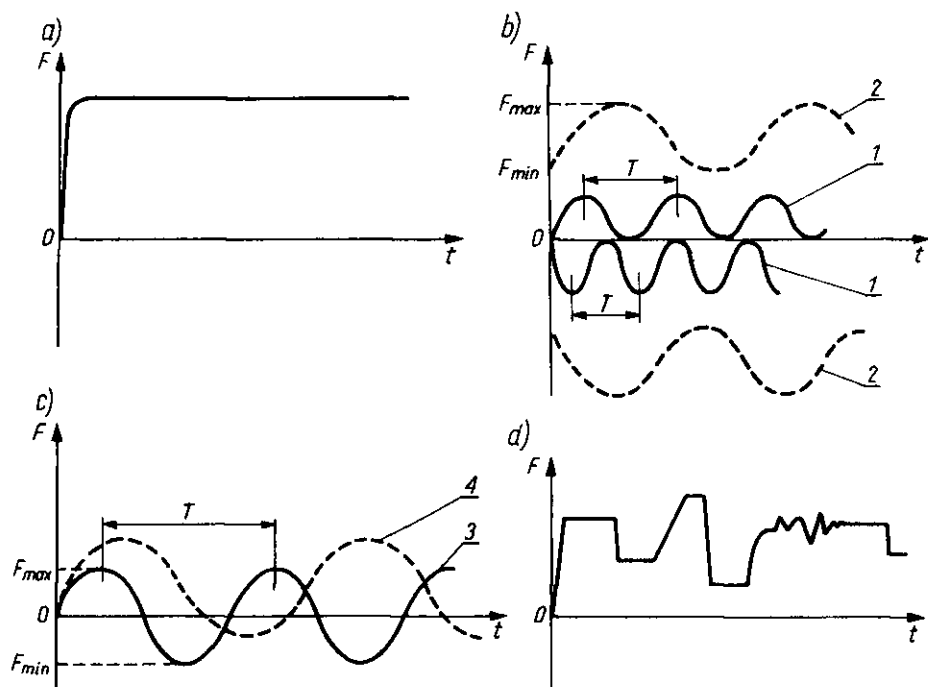
1.4. Zasady obliczania wytrzymałości części maszyn

Rodzaje obciążeń. W trakcie eksploatacji maszyny jej części mogą ulec uszkodzeniu lub zniszczeniu pod wpływem czynników zewnętrznych, np. w wyniku działania sił zewnętrznych, nadmiernego nagrzania, korozji itd. Zadaniem konstruktora jest więc takie zaprojektowanie części, aby — spełniając podstawowe zasady konstruowania — zapewnić również zmniejszenie do minimum prawdopodobieństwa zniszczenia tych części. Podstawą do obliczeń wytrzymałościowych części maszyn jest określenie charakteru sił zewnętrznych, czyli obciążeń mechanicznych.

Obciążenia dzieli się ogólnie na:

- stałe (statyczne, niezmiennie, trwałe), których wartość i kierunek są niezmiennie w ciągu dość długiego czasu pracy (rys. 1.2a);
- zmienne, o różnym charakterze zmienności w czasie pracy (rys. 1.2b, c i d).

Obciążenia nieustalone (rys. 1.2d) można ewentualnie przyrównać do zbliżonych obciążeń zmiennych.



Rys. 1.2. Rodzaje cykli obciążeń i naprężeń: a) stały, b) jednostronnie zmienny (1 — tętniący odzerowo, 2 — tętniący jednostronny), c) obustronnie zmienny (3 — wahadłowy symetryczny, 4 — dwustronny niesymetryczny), d) nieustalony, T — okres (cykl zmiany obciążeń i naprężeń)

Wśród obciążeń zmiennych wyróżnia się obciążenia okresowe — najczęściej szybkozmiennie — jako typowe obciążenia pracujących części maszyn. Należą do nich obciążenia:

- wahadłowe, przy których bezwzględne wartości F_{max} i F_{min} są sobie równe (rys. 1.2c—3) — np. obciążenie tłocznika w pompach tłokowych obustronnego działania, obciążenie wałów itd.;
- tętniące odzerowo, przy których w każdym cyklu pracy F_{min} (lub F_{max}) = 0 (rys. 1.2b—1) — np. obciążenie zębów w kołach zębatych itd.

Obliczenia wytrzymałościowe. Obliczenia wytrzymałości części maszyn wykonuje się:

- a) w projektowaniu nowych konstrukcji — w celu ustalenia optymalnych wymiarów części; jeżeli kształt i wymiary części są ustalone na podstawie wymagań konstrukcyjno-technologicznych, wówczas obliczenia te mają na celu sprawdzenie nośności części;
- b) podczas badań kontrolnych części pracujących — badania te wykonuje się np. w razie wystąpienia zmiany obciążenia (rodzaju lub wartości) albo przy ustalaniu przyczyn zniszczenia części.

Obliczenia wytrzymałościowe wykonuje się na podstawie warunku: **naprężenia rzeczywiste*)** muszą być **mniejsze od naprężeń dopuszczalnych lub najwyżej im równe**. Podstawowe wzory wytrzymałościowe uwzględniając ten warunek można przedstawić w postaci uogólnionej

$$\text{jako } \sigma \text{ (lub } \tau, \text{ lub } p) = \frac{F}{S} \leq k \text{ oraz } \sigma \text{ (lub } \tau) = \frac{M}{W} \leq k \quad (1.1.)$$

gdzie:

- σ — naprężenia rzeczywiste normalne przy rozciąganiu, ściskaniu i zginaniu, w Pa,
- τ — naprężenia rzeczywiste styczne przy ścinaniu i skręcaniu, w Pa,
- p — naciski powierzchniowe, w Pa,
- F — obciążenia rozciągające, ściskające lub ścinające, w N,
- S — pole powierzchni przekroju narażonego na zniszczenie lub pole powierzchni nacisku, w m^2 ,
- M — obciążenie momentem (przy zginaniu M_g , przy skręcaniu M_s), w $N \cdot m$,
- W — wskaźnik wytrzymałości przekroju (przy zginaniu W_x , przy skręcaniu W_0), w m^3 ,
- k — naprężenia (lub naciski) dopuszczalne, w Pa.

W celu odróżniania naprężeń odpowiadających poszczególnym rodzajom obciążeń, przy symbolach naprężeń podaje się następujące wskaźniki (indeksy): rozciąganie — r , ściskanie — c , ścinanie — t , zginanie — g , skręcanie — s (np. σ_g , τ_s , k_r , k_c itd.). W przypadku naprężeń wywołanych obciążeniami zmiennymi w zapisie symbolowym umieszcza się drugi wskaźnik (indeks):

j — przy obciążeniach tętniących (jednostronnie zmiennych) lub

o — przy obciążeniach wahadłowych (obustronnie zmiennych), np. k_{rj} , k_{gj} , k_{so} . Przy obciążeniach rozciągająco-ściskających łączy się wskaźniki r i c (k_{rc}).

W przypadku występowania złożonego stanu naprężeń wyznacza się naprężenia zastępcze według następujących wzorów:

$$\sigma_z = \sigma_r + \sigma_g \leq k_r \text{ (lub } k_{rj} \text{ lub } k_{rc}) \quad (1.2)$$

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_g^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_g \text{ (lub } k_{gj} \text{ lub } k_{go}) \quad (1.3)$$

*) Uwaga. Określenie naprężenia rzeczywiste stosuje się w zasadzie do naprężeń występujących w czasie pracy elementów, natomiast przy obliczeniach uwzględniających wymiary elementów, charakter obciążenia i dane wytrzymałościowe materiału należałoby używać terminu **naprężenia obliczeniowe**. W podręczniku naprężenia obliczeniowe są traktowane jako naprężenia rzeczywiste.

Wzór 1.2 jest stosowany przy naprężeniach o tym samym kierunku (w stosunku do przekroju pracującego, natomiast wzór 1.3, oparty na hipotezie wytrzymałościowej Hubera — w przypadku naprężeń o różnych kierunkach (np. przy jednoczesnym zginaniu i skręcaniu). We wzorze 1.3 współczynnik α określa stosunek naprężeń dopuszczalnych normalnych do stycznych, np.

$$\alpha = \frac{k_r}{k_s}; \alpha = \frac{k_{go}}{k_{sj}} \text{ itp.}$$

Wszystkie obliczenia wykonuje się w jednostkach układu SI. Jednostką naprężenia w tym układzie jest **paskal** ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$). Stosuje się też jego krotności (kPa, MPa).

Dla uproszczenia obliczeń można stosować wzory liczbowe, umożliwiające wyliczenie naprężeń od razu w żądanych jednostkach przy odpowiednim (wygodniejszym w obliczeniu) podstawianiu wartości poszczególnych czynników. Wzory liczbowe oraz sposoby ich wykorzystania są podane na końcu książki (s. 417, 418).

W praktyce można jeszcze spotkać jednostki układu technicznego (np. w odniesieniu do pojazdów samochodowych — moc w KM). Dlatego przypominamy przybliżone zależności między jednostkami obydwu układów:

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 \approx 10^{-5} \text{ kG/cm}^2 = 10^{-7} \text{ kG/mm}^2$$

$$1 \text{ MPa} = 1 \text{ MN/m}^2 = 1 \text{ N/mm}^2 \approx 10 \text{ kG/cm}^2 = 0,1 \text{ kG/mm}^2$$

$$1 \text{ kG/mm}^2 = 100 \text{ kG/cm}^2 \approx 10^7 \text{ Pa} = 10 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 10 \text{ kG} \cdot \text{cm} = 0,1 \text{ kG} \cdot \text{m}$$

$$1 \text{ kG} \cdot \text{m} \approx 10 \text{ N} \cdot \text{m}; 1 \text{ kG} \cdot \text{cm} \approx 0,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1 \text{ kW} = 10^3 \text{ W} \approx 1,36 \text{ KM}$$

$$1 \text{ KM} \approx 736 \text{ W} = 0,736 \text{ kW}$$

Naprężenia dopuszczalne przy obciążeniach stałych. Naprężenia, które mogą wystąpić w materiale bez obawy naruszenia warunku wytrzymałości i warunku sztywności, nazywa się naprężeniami dopuszczalnymi.

Przyjęcie właściwych naprężeń dopuszczalnych jest jednym z ważniejszych zagadnień w obliczeniach wytrzymałościowych. Ustalenie niewłaściwych naprężeń dopuszczalnych może stać się przyczyną zniszczenia elementów (np. złamania, trwałego odkształcenia) lub marnotrawstwa surowca wskutek nadmiernego zwiększenia wymiarów (i masy) zarówno elementów, jak i konstruowanej maszyny lub urządzenia.

Wartości naprężeń dopuszczalnych ustala się głównie w zależności od własności materiałów i charakteru obciążenia. Ogólnie rozróżnia się materiały plastyczne i kruche.

Dla większości materiałów w normach (PN) jako podstawowe własności wytrzymałościowe są podawane: minimalna wytrzymałość na rozciąganie — tzw. wytrzymałość doraźna — $R_{m \min}$ (dla materiałów kruchych i plastycznych) oraz granica plastyczności — $R_{e \min}$ (tylko dla materiałów plastycznych).

Za podstawę doboru naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach stałych przyjmuje się: R_e — dla materiałów plastycznych (np. stali) oraz R_m — dla materiałów kruchych (np. żeliwa). Przy poszczególnych rodzajach obciążeń jako podstawę doboru naprężeń dopuszczalnych można przyjmować odpowiednie specyficzne własności, np. wytrzymałość (doraźną) przy ścinaniu — R_t , granicę plastyczności przy zginaniu — R_{eg} itd. W celu uzyskania określonego stopnia pewności, że dana część nie ulegnie zniszczeniu lub trwałemu odkształceniu, wprowadza się współczynniki bezpieczeństwa, w związku z czym naprężenia dopuszczalne wyznacza się z wzorów:

$$k = \frac{R_e}{x_e} \quad \text{lub} \quad k = \frac{R_m}{x_m} \quad (1.4)$$

w których:

x_e — współczynnik bezpieczeństwa dla materiałów plastycznych,

x_m — współczynnik bezpieczeństwa dla materiałów kruchych.

Wartości przyjmowanych współczynników uzależnia się od przeznaczenia konstrukcji lub urządzenia (możliwość wystąpienia nieprzewidzianego wzrostu obciążenia części, stopień „odpowiedzialności” konstrukcji lub urządzenia). Przeciętne wartości współczynników bezpieczeństwa podano w tabl. 1.2.

Tablica 1.2

Przeciętne wartości współczynników bezpieczeństwa

Materiał	x_e	x_m	x_z
Stale, staliwa, żeliwo ciągliwe	2 ÷ 2,3	—	3,5 ÷ 4
Żeliwa szare	—	3,5	3
Stopy miedzi	3 ÷ 4	—	4,5 ÷ 6
Stopy aluminium	3,5 ÷ 4	—	5 ÷ 7

Naprężenia dopuszczalne przy obciążeniach zmiennych. Części maszyn poddane obciążeniom zmiennym (tętniącym, wahadłowym lub o nie ustalonym przebiegu) wykazują znacznie niższą wytrzymałość niż przy obciążeniach stałych. Proces zmian występujący w materiale pod wpływem zmiennych obciążeń i wywołanych nimi zmiennych naprężeń nosi nazwę zmęczenia materiału. W przypadku obciążeń okresowo zmiennych dla każdego materiału można ustalić doświadczalnie wartość największych naprężeń, przy których badane próbki nie ulegają zniszczeniu w ciągu określonej liczby zmian obciążenia (i wywołanych nimi naprężeń). Wartość tych naprężeń nazywa się ogólnie granicą zmęczenia lub wytrzymałością zmęczeniową i — w zależności od rodzaju obciążenia — oznacza się następująco:

Z_{go} , Z_{rc} , Z_{so} — przy obciążeniach działających w cyklu wahadłowym,

$Z_{gj}, Z_{rj}, Z_{cj}, Z_{sj}$ — przy obciążeniach działających w cyklu odzerowo tętniącym,

Z_g, Z_r, Z_c, Z_s — przy obciążeniach działających w dowolnym, jednoznacznie określonym cyklu niesymetrycznym.

Zależności umożliwiające wyznaczenie wytrzymałości na zmęczenie w przypadku obciążeń okresowo zmiennych są podane w tabl. 1.3.

Tablica 1.3

Wyznaczone doświadczalnie zależności umożliwiające określanie wytrzymałości zmęczeniowej podstawowych materiałów konstrukcyjnych (zebrane z literatury [3, 19])

Rodzaj obciążenia	Sym-bol	Stale staliwa	Żeliwa szare	Stopy miedzi	Stopy aluminium
Rozciąganie i ściskanie	Z_{rj}	$(0,55 \div 0,63) R_m$ śr. $0,59 R_m$	$\sim 1,5 Z_{rc}$	śr. $0,50 R_m$	śr. $0,48 R_m$
	Z_{rc}	$(0,28 \div 0,4) R_m$ śr. $0,33 R_m$	śr. $0,7 Z_{go}$	śr. $0,28 R_m$	$0,7 Z_{go} \approx 0,25 R_m$
	Z_{cj}	Z_{rj}	$(3,4 \div 4) Z_{rj}$	Z_{rj}	Z_{rj}
Zginanie	Z_{gj}	$(0,66 \div 0,75) R_m$ śr. $0,7 R_m$	$\sim 1,5 Z_{go}$	$\sim 1,8 Z_{go}$	$\sim 1,8 Z_{go}$
	Z_{go}	śr. $0,45 R_m$	śr. $0,4 R_m$	śr. $0,35 R_m$	śr. $0,35 R_m$
Skręcanie i ścinanie	Z_{sj}	$(0,46 \div 0,5) R_m$ śr. $0,48 R_m$	$\sim 1,5 Z_{so}$	$\sim 1,7 Z_{so}$	$\sim 1,7 Z_{so}$
	Z_{so}	$(0,22 \div 0,25) R_m$ śr. $0,25 R_m$	$\sim 0,8 Z_{go}$	$\sim 0,58 Z_{go}$	$\sim 0,56 Z_{go}$

Przyjmując za podstawę odpowiednią wytrzymałość zmęczeniową, wartość naprężeń dopuszczalnych w przypadku obciążeń okresowo zmiennych wyznacza się z wzoru

$$k = \frac{Z}{x_z} \quad (1.5)$$

w którym:

x_z — współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniach zmiennych.

W tablicach 1.4 i 1.5 podano wartości liczbowe naprężeń dopuszczalnych w przypadku obciążeń stałych i zmiennych dla wybranych materiałów przy założeniu następujących wartości współczynników bezpieczeństwa: dla stali i staliwa — $x_e = 1,9 \div 2,2$; $x_z = 3,4 \div 3,7$ oraz dla żeliwa — $x_m = 3,5$; $x_z = 3$.

Tablice 1.4 i 1.5 stanowią podstawę do większości obliczeń wytrzymałościowych stosowanych w podręczniku. Przy obliczeniach niektórych części maszyn zachodzi jednak konieczność uwzględnienia np. specyficznych warunków

Tablica 1.4

Orientacyjne własności wytrzymałościowe niektórych gatunków stali: R_m i R_e wg PN oraz naprężenia dopuszczalne obliczone z zastosowaniem współczynników bezpieczeństwa podanych w tablicach 1.2 i 1.3

Materiał	Znak stali	Stan obróbki cieplnej	R_m minim. MPa	R_e minim. MPa	Naprężenia dopuszczalne w MPa								
					k_r	k_{rj}	k_{rc}	k_g	k_{gj}	k_{go}	k_s	k_{sj}	k_{so}
Stal niestopowa konstrukcyjna ogólnego przeznaczenia. Gatunki PN-88/H-84020	St0S		320	195	100	55	30	120	65	40	65	44	23
	St3S		380	235	120	65	35	145	75	50	75	50	27
	St3N ²⁾												
	St4S		440	275	130	70	40	155	85	55	85	60	30
	St4N ⁴⁾												
	St5		490	295	145	80	45	170	95	60	90	65	35
	St6		590	335	160	95	55	195	115	75	105	75	40
	St7		690	365	175	110	60	210	130	85	115	85	45
Stal niestopowa do utwardzania powierzchniowego i ulepszenia cieplnego. Gatunki PN-93/H-84019	10		335	205	105	55	30	125	70	45	65	45	24
	15		375	225	115	65	35	140	75	50	75	50	27
	20		410	245	125	70	40	150	85	55	80	60	30
	25	N ³⁾	450	275	140	80	45	170	90	60	90	65	33
	35		530	315	155	85	50	185	100	65	100	70	36
	45		600	355	170	95	55	205	115	75	110	80	40
	55		650	380	185	105	60	225	125	80	120	85	45
	10	H ¹⁾	410	245	125	70	40	150	85	55	80	60	30
	15	H	490	295	150	85	45	180	100	65	95	70	35
	20	H	540	355	180	95	50	215	110	70	115	75	40
	25	T ²⁾	500	320	150	85	45	180	100	65	95	70	35
	35	T	600	380	180	95	50	215	110	70	115	75	40
	45	T	650	430	200	105	60	240	125	80	130	85	45
	55	T	750	490	225	120	65	270	140	90	145	95	50
Stal stopowa konstrukcyjna do nawęglania. Gatunki PN-89/H-84030	15H	H	690	490	250	120	65	300	140	90	160	95	50
	20H	H	780	640	325	135	75	390	160	105	210	110	55
	20HG	H	1080	740	375	185	105	450	220	140	240	150	80
	15HGM	H	930	780	400	160	90	480	190	120	255	130	70
Stal stopowa konstrukcyjna do ulepszenia cieplnego i hartowania powierzchniowego. Gatunki PN-89/H-84030	30G2	N	650	390	190	105	60	230	125	80	120	85	45
	45G2	N	740	480	235	120	65	280	140	90	150	95	50
	30G2	T	780	540	260	130	70	315	150	95	170	105	55
	45G2	T	880	690	335	145	80	400	170	110	215	115	60
	30H	T	880	740	355	145	80	430	170	110	230	115	60
	40H	T	980	780	380	160	90	455	190	120	245	130	65
	50H	T	1080	930	450	175	100	545	210	135	290	145	75
	40HM	T	1030	880	430	165	95	515	200	130	275	135	70
	35HGS	T	1620	1280	620	265	145	745	310	200	395	215	110

$$k_c = k_r; k_{cj} = k_{rj}; k_i \approx k_g; k_{ij} \approx k_{sj}; k_{io} \approx k_{so}$$

1) H — nawęglanie i hartowanie.

2) T — ulepszenie cieplne (hartowanie i wysokie odpuszczanie).

3) N — normalizowanie.

4) Stale do wyrobu nitów wg BN-75/0631-01; ich własności wytrzymałościowe są w przybliżeniu takie same jak własności odpowiednich stali niestopowych konstrukcyjnych ogólnego przeznaczenia wg PN-88/H-84020.

5) Wartości nacisków dopuszczalnych k_o przyjmuje się wg odrębnych tablic. W pozostałych elementach maszyn $k_o \approx 0,8 k_c$; $k_{oj} \approx k_{cj}$; $k_{so} \approx 0,4 k_{cj}$.

Orientacyjne własności wytrzymałościowe niektórych gatunków stali i żeli: R_m , R_p , R_e — wg PN, naprężenia dopuszczalne — na podstawie tablic 1.2 i 1.3

$k_t \approx k_s$; $k_{tj} \approx j_{sj}$; $k_{t0} \approx k_{s0}$. Wartość nacisków dopuszczalnych k_0 przyjmuje się wg odrębnych tablic. W pozostałych elementach maszyn $k_0 \approx 0,8 k_c$; $k_{0j} \approx 0,8 k_{cj}$; $k_{00} \approx 0,4 k_{cj}$.

ków pracy i wyznaczenia innych wartości naprężeń dopuszczalnych (mniejszych lub większych niż podane w wymienionych tablicach), zgodnie z zaleceniami literatury technicznej. W tych przypadkach odpowiednie wartości naprężeń dopuszczalnych będą osobno podane w poszczególnych rozdziałach.

Dopuszczalne naciski powierzchniowe. Ustalanie wartości nacisków dopuszczalnych k_o stanowi odrębne zagadnienie, ponieważ decydujący wpływ mają tu inne czynniki (głównie warunki pracy), a nie tylko cechy wytrzymałościowe współpracujących materiałów. W połączeniach spoczynkowych najczęściej przyjmuje się $k_o = 0,8 k_c$ oraz $k_{oj} = 0,8 k_{cj}$ — zawsze dla materiału o mniejszej wytrzymałości (bardziej miękkiego) spośród współpracujących materiałów. W większości przypadków wartości nacisków dopuszczalnych są podane przy omawianiu obliczeń poszczególnych części maszyn.

PRZYKŁAD 1.1. Wyznaczyć wartość naprężeń dopuszczalnych dla stali 45 w stanie normalizowanym, jeżeli części wykonane z wymienionego gatunku stali będą pracowały przy obciążeniach rozciągająco-ściskających.

Rozwiązanie

Wytrzymałość na zmęczenie przyjmujemy na podstawie zaleceń podanych w tabl. 1.3.

$$Z_{rc} = (0,28 \div 0,4) R_m$$

Wg PN-93/H-84019 (tabl. 1.4) $R_m = 600$ MPa, zatem

$$Z_{rcmin} = 0,28 R_m = 0,28 \cdot 600 = 168 \text{ MPa}$$

$$Z_{rcmax} = 0,4 R_m = 0,4 \cdot 600 = 240 \text{ MPa}$$

Wg tabl. 1.2 współczynnik bezpieczeństwa x_z przyjmuje się w granicach:

$$x_z = 3,5 \div 4, \text{ stąd}$$

$$k_{rcmin} = \frac{Z_{rcmin}}{x_{zmax}} = \frac{168}{4} = 42 \text{ MPa}$$

$$k_{rcmax} = \frac{Z_{rcmax}}{x_{zmin}} = \frac{240}{3,5} \approx 68,6 \text{ MPa.}$$

Wartość naprężeń dopuszczalnych możemy więc przyjmować w granicach: $k_{rc} = 42 \div 68,6$ MPa, w zależności od przewidywanych warunków pracy części maszynowych, wymaganego bezpieczeństwa konstrukcji itp.

1.5. Wytrzymałość zmęczeniowo-kształtowa

Podany w p. 1.4 sposób określania naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach zmiennych jest stosowany w obliczeniach o zmniejszonej dokładności, np. w obliczeniach wstępnych, przy mniej dokładnej znajomości wielkości obciążeń itp.

Gdy zależy nam na możliwie dokładnym określeniu wartości naprężeń dopuszczalnych (np. w celu zmniejszenia wymiarów elementu przy zachowa-

niu wymagań wytrzymałościowych), stosuje się uprzednio podany wzór 1.5 z tym, że należy dokładniej określić wytrzymałość zmęczeniową danego materiału oraz uwzględnić wpływ innych **czynników decydujących o wytrzymałości zmęczeniowej**, wśród których wyróżnia się:

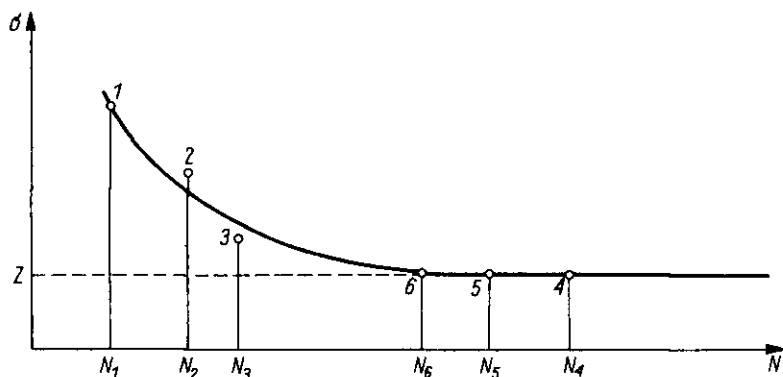
- czynniki konstrukcyjne (kształt i wymiary części, rodzaj i wymiary karbu itd.),
- czynniki technologiczne (stan warstwy powierzchniowej, rodzaj obróbki, ulepszenie powierzchni przez różne zabiegi technologiczne itp.),
- czynniki eksploatacyjne (np. przebieg i częstotliwość zmian obciążenia, przerwy w obciążeniach lub zmienność temperatury części podczas pracy).

Wytrzymałość zmęczeniową określa się doświadczalnie na podstawie badań wg norm PN-76/H-04325 i 04326. Badania wykonuje się przeważnie dla cykli wahadłowych (najczęściej na próbkach poddawanych obustronnemu zginaniu), dla których wytrzymałość zmęczeniowa jest najmniejsza, oraz rzadziej — dla cykli odzerowo tętniących. Przy badaniu pierwszej próbki dobiera się duże obciążenie, powodujące jej zniszczenie przy niewielkiej liczbie cykli (np. $10^3 \div 10^4$). Kolejne próbki poddaje się coraz mniejszym obciążeniom, aż do uzyskania próbek nie zniszczonych przy liczbie cykli obciążeń ustalonej dla danego materiału (np. dla stali — 10^7 cykli).

Na podstawie wyników badań sporządza się **wykres Wöhlera** (rys. 1.3), wyznaczając wytrzymałość zmęczeniową (np. Z_{g0} , Z_{rj}) w zależności od stosowanego rodzaju obciążenia F_{max} i F_{min} — na rys. 1.2, i analogicznie — od wartości naprężeń σ_{max} i σ_{min} .

Znając dla danego cyklu wartość naprężeń maksymalnych σ_{max} oraz minimalnych σ_{min} można wyznaczyć naprężenie średnie σ_m oraz amplitudę cyklu naprężeń σ_a wg zależności:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1.6)$$



Rys. 1.3. Wykres Wöhlera (1 ÷ 3 — próbka złamana, 4 ÷ 6 — próbka nie złamana)

Ponieważ średnie naprężenia σ_m wywierają istotny wpływ na wytrzymałość zmęczeniową, stosuje się tzw. **wykresy Smitha** lub **wykresy Haigha**, uwzględniające ten wpływ. Sposoby otrzymywania tych wykresów są podane w literaturze technicznej, m.in. [18], [19]. Wykres Smitha wykonuje się dla naprężeń osiągających wartość wytrzymałości (doraźnej) R_m . Ponieważ dla materiałów plastycznych naprężenia rzeczywiste nie powinny przekraczać granicy plastyczności R_e , więc stosuje się **wykresy praktyczne**.

Na rysunku 1.4 przedstawiono **praktyczny wykres Smitha** dla stali stopowej konstrukcyjnej 20 HG, wykonany dla trzech rodzajów obciążeń okresowo zmiennych: zginających (G), rozciągająco-ściskających (R) i skręcających (S).

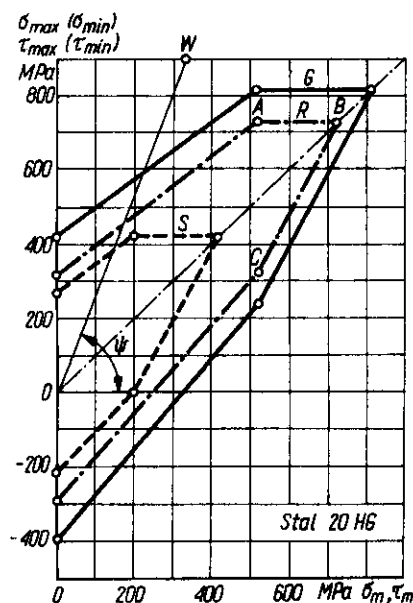
Podane wykresy Smitha są sporządzone dla cyklu symetrycznego. W celu określenia z wykresu wytrzymałości na zmęczenie dla danego cyklu niesymetrycznego oblicza się kąt Ψ (psi) wg wzoru

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max}}{\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}} = \frac{2}{1 + R} \quad (1.7)$$

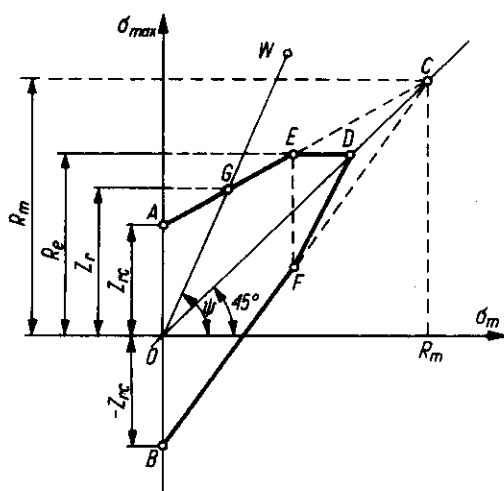
w którym:

$$R \text{ — współczynnik asymetrii cyklu, równy } R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}.$$

Punkty przecięcia prostej OW (wykreślonej pod kątem Ψ) z liniami łamanymi G , R lub S (rys. 1.4) lub z linią AE (rys. 1.5 — punkt G) umożliwiają



Rys. 1.4. Praktyczny wykres Smitha dla stali 20 HG [wg 20]



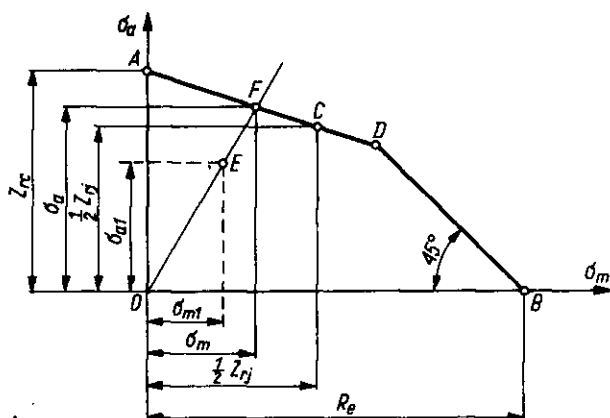
Rys. 1.5. Uproszczony wykres Smitha

odczytanie na osi rzędnych (σ_{max}) wartości wytrzymałości zmęczeniowej dla rozpatrywanego cyklu niesymetrycznego.

Znając wartości R_m , R_e (podane w normach PN) oraz wytrzymałość na zmęczenie ustaloną dla cyklu symetrycznego (np. Z_{rc} , Z_{gj}), można sporządzić **uproszczony wykres Smitha** (rys. 1.5) dla dowolnego gatunku stali. W układzie osi współrzędnych: σ_{max} i σ_m wyznacza się punkty A , B (np. $\pm Z_{rc}$) i $C(R_m, R_m)$ oraz prostą OC prowadzoną pod kątem 45° . Po połączeniu liniami kreskowymi punktów A i B z punktem C nanosi się na prostej OC punkt $D(R_e)$. Z punktu D prowadzi się prostą DE (równoległą do osi σ_m), a następnie prostą EF (równoległą do osi σ_{max}). Prosta łamana $AEDFB$ stanowi uproszczony wykres Smitha w obszarze odkształceń sprężystych. Po obliczeniu wartości kąta Ψ z punktu O wykreśla się prostą OG ; rzędna punktu G określa wartości Z_r dla rozpatrywanego cyklu niesymetrycznego.

Wykresy Haigha sporządza się w układzie osi współrzędnych: σ_a i σ_m na podstawie znanych wartości R_e oraz Z_{rc} i Z_{rj} (lub Z_{go} , Z_{gj} itd.). **Uproszczony wykres Haigha** (rys. 1.6) powstaje w wyniku naniesienia wartości Z_{rc} na osi rzędnych (punkt A), R_e — na osi odciętych (punkt B) oraz $\frac{1}{2}Z_{rj}$ — na obu ośiach (punkt C). Na przecięciu przedłużenia prostej AC z prostą wyprowadzoną z punktu B pod kątem 45° otrzymuje się punkt D . Linia łamana ADB stanowi uproszczony wykres Haigha. Obliczone wartości σ_{a1} i σ_{m1} dla rozpatrywanego cyklu niesymetrycznego nanosi się na wykres Haigha, otrzymując punkt E . Przedłużając prostą OE do przecięcia z wykresem Haigha, otrzymuje się punkt F . Na podstawie odczytanych wartości współrzędnych punktu F (σ_m i σ_a) oblicza się $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$, co odpowiada wartości Z_r (Z_c , Z_g lub Z_s) przy danym cyklu niesymetrycznym.

Podany opis sporządzania uproszczonych wykresów Smitha i Haigha jest aktualny w przypadku, gdy podziałki na osi rzędnych i odciętych są jednakowe.



Rys. 1.6. Uproszczony wykres Haigha

Dążąc do dokładniejszego ustalenia naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach zmiennych, zapoznaliśmy się z ustalaniem wytrzymałości zmęczeniowej na podstawie wykresów Wöhlera oraz Smitha lub Haigha. W celu uwzględnienia innych czynników, mających wpływ na zmęczenie materiału, należy również dokładniej obliczyć wartość całkowitego współczynnika bezpieczeństwa x_z wg zależności

$$x_z = \frac{\beta}{\varepsilon} \cdot \delta \quad (1.8)$$

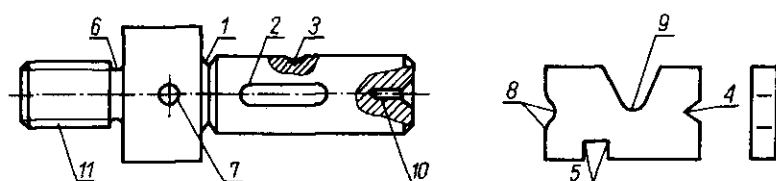
w której:

β — współczynnik spiętrzenia naprężeń, uwzględniający łącznie wpływ karbu i stanu powierzchni na wytrzymałość zmęczeniową,

ε — współczynnik wielkości przedmiotu,

δ — współczynnik pewności, nazywany również rzeczywistym współczynnikiem bezpieczeństwa.

Spiętrzeniem lub koncentracją naprężeń nazywa się lokalne zwiększenie wartości naprężeń spowodowane przez nagłe zmiany przekroju części (np. odsadzenia, podtoczenia, nawiercenia) oraz rysy powierzchniowe, nacięcia korozyjne itd. Miejsca te nazywa się ogólnie karbami (rys. 1.7). Rozkład naprężeń

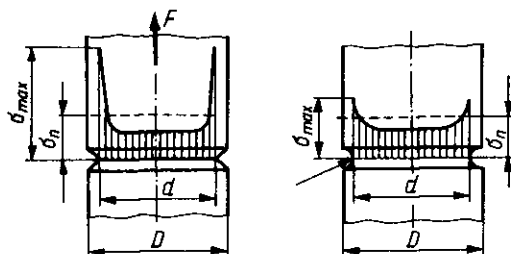


Rys. 1.7. Rodzaje karbów

1 ÷ 5 — ostry, 6 ÷ 8 — zaokrąglony, 9 — zaokrąglony głęboki, 10 — wewnętrzny, 11 — wielokrotny

w obszarze karbu zależy wyłącznie od kształtu i wymiarów karbu, wielkości odsadzenia itp. Największe naprężenia występują przy dnie karbu (rys. 1.8). Wpływ kształtu karbu uwzględnia się, wprowadzając **współczynnik kształtu** α_k .

$$\alpha_k = f\left(\frac{\rho}{r}, \frac{R}{r}\right) \quad (1.9)$$



Rys. 1.8. Rozkład naprężeń w przekroju osłabionym karbem

σ_n — naprężenia dla przekroju nieosłabionego, σ_{max} — naprężenia maksymalne [wg 3]

Wartość α_k zawiera się najczęściej w granicach $1 \div 3$, w zależności od ilorazu promienia ρ na dnie karbu i mniejszego ($r = d/2$) wymiaru przy karbie oraz od ilorazu większego ($R = D/2$) i mniejszego (r) wymiaru przy karbie.

Materiały konstrukcyjne wykazują różną podatność na działanie karbu. Właściwość tę uwzględnia się w postaci **współczynnika wrażliwości materiału na działanie karbu** η_k , zawartego w granicach $0 \div 1$. Dla materiałów niewrażliwych na działanie karbu (np. dla żeliwa szarego) $\eta_k = 0$; dla stali niestopowych (węglowych) — $\eta_k = 0,4 \div 0,9$, przy czym mniejsze wartości η_k odnoszą się do stali o mniejszej wytrzymałości R_m . Najbardziej wrażliwe na działanie karbu jest szkło ($\eta_k = 1$). Wpływ działania karbu na wytrzymałość zmęczeniową określa się ogólnie w postaci współczynnika karbu β_k

$$\beta_k = 1 + \eta_k(\alpha_k - 1) \quad (1.10)$$

Na wytrzymałość zmęczeniową wpływa również stan powierzchni, a w przypadku obróbki skrawaniem — chropowatość powierzchni, gdyż ślady po obróbce tworzą tzw. **m i k r o k a r b y**. Wpływ ten uwzględnia się w postaci **współczynnika stanu powierzchni** β_p . Dla powierzchni polerowanych przyjmuje się $\beta_p = 1$, dla powierzchni dokładnie toczonej — $1,05 \div 1,2$, zaś dla powierzchni blach i prętów walcowanych (nie obrabianych) wartość β_p dochodzi do 3. Stosując różne sposoby ulepszania powierzchniowego, np. obróbkę cieplną i cieplno-chemiczną, umocnienie (zgmiot) itp. można uzyskać poprawienie stanu powierzchni, wpływające na zmniejszenie współczynnika β_p do wartości nawet poniżej jedności.

Wpływ działania karbu i mikrokarbów uwzględnia się łącznie w postaci **współczynnika spiętrzenia naprężeń** β

$$\beta = \beta_k + \beta_p - 1 \quad (1.11)$$

Współczynnik wielkości przedmiotu ε charakteryzuje zmianę wytrzymałości zmęczeniowej w zależności od wymiarów elementu

$$\varepsilon = \frac{Z_d}{Z} \quad (1.12)$$

gdzie:

Z_d — wytrzymałość zmęczeniowa próbki (elementu) o danej średnicy d ,

Z — wytrzymałość zmęczeniowa dla podobnej próbki o średnicy wzorcowej ($7 \div 10$ mm).

Wartość współczynnika ε wynosi $0,5 \div 1$, przy czym dla większych wymiarów części wartość ε jest mniejsza. Oznacza to, że ze wzrostem wymiarów części ich wytrzymałość zmęczeniowa obniża się.

Wartości współczynników: α_k , η_k , β_p i ε przyjmuje się z wykresów lub tablic, podanych w literaturze technicznej traktującej o zmęczeniu materiałów*).

*) Niektóre tablice oraz przykłady obliczeń podane są w *Zbiorze zadań z części maszyn* A. Rutkowskiego i A. Stępniewskiej, WSiP.

Założenia przyjęte przy projektowaniu jako decydujące o wytrzymałości zmęczeniowej elementów mogą się różnić od warunków występujących w czasie pracy. Dlatego wprowadza się **współczynnik pewności** (rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa) δ , którego wartość przyjmuje się:

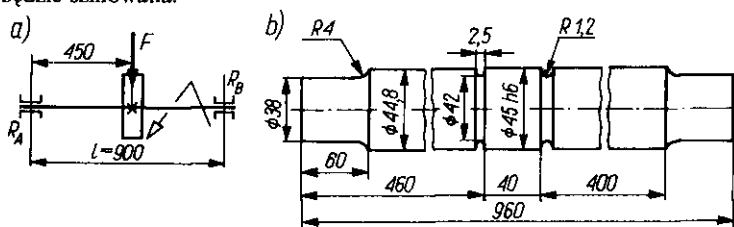
$\delta = 1,4 \div 1,7$, dla obliczeń dokładnych — przy założeniu przeciętnej jakości materiału i przeciętnej jakości wykonania elementu,

$\delta = 1,3 \div 1,4$ dla obliczeń o dużej dokładności — przy dokładnej znajomości sił i naprężeń, przeważnie sprawdzanych doświadczalnie przez badanie modeli lub prototypów.

Ustalenie wartości całkowitego współczynnika bezpieczeństwa α_z umożliwia określenie możliwie optymalnych wartości naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach zmiennych.

Istnieją również inne metody prowadzenia obliczeń wytrzymałościowych na zmęczenie, we wszystkich jednak metodach stosuje się przybliżone określanie rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa — a tym samym naprężeń dopuszczalnych — ponieważ dokładne określenie roli wszystkich czynników wpływających na zmęczenie pracujących części jest praktycznie niemożliwe. W poniższym przykładzie podano tok projektowania osi, przy czym wartości odpowiednich współczynników przyjęto na podstawie wykresów i tablic zawartych w literaturze — bez ich załączania.

PRZYKŁAD 1.2. Oś obciążona siłą $F = 2,5$ kN (rys. 1.9a) będzie wykonana ze stali 55 w stanie normalizowanym. Zaprojektować wymiary osi oraz sprawdzić obliczenia wytrzymałościowe z uwzględnieniem rzeczywistych kształtów osi. Przyjąć, że oś będzie szlifowana.



Rys. 1.9. Do przykładu 1.2: a) schemat obciążenia osi, b) projektowany kształt i wymiary osi

Rozwiązanie

Według podanego schematu jest to oś ruchoma (obracająca się), zatem w czasie pracy występują w niej naprężenia zginające wahadłowe. Do wstępnych obliczeń przyjmujemy naprężenia dopuszczalne z tabl. 1.4 — $k_{go} = 80$ MPa.

$$\text{Średnicę osi obliczymy z warunku wytrzymałościowego } \sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \leq k_{go}$$

Ustalamy wartość momentu zginającego

$$M_g = R_A \cdot 0,5l = 0,5 F \cdot 0,5l = 0,25 \cdot 2,5 \cdot 10^3 \cdot 0,9 = 563 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Dla przekroju kołowego } W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Podstawiając do warunku wytrzymałościowego wyznaczone wartości k_{go} i M_g oraz uwzględniając wzór $W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$, otrzymujemy po przekształceniach

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_g}{3,14 k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 563}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 41,6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 41,6 \text{ mm}$$

lub (wykorzystując wzór liczbowy)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 563 \text{ N} \cdot \text{m}}{3,14 \cdot 80 \text{ MPa}}} \approx 41,6 \text{ mm} = 41,6 \text{ mm}$$

Przyjmujemy wstępnie $d = 42 \text{ mm}$ w miejscu najbardziej osłabionym i ustalamy kształt i wymiary osi (rys. 1.9b), a następnie przystępujemy do ustalenia naprężeń dopuszczalnych z uwzględnieniem rzeczywistego kształtu osi. W celu wyznaczenia współczynnika kształtu α_k obliczamy

$$\frac{R}{r} = \frac{22,5}{21} = 1,07$$

$$\frac{\rho}{r} = \frac{1,2}{21} = 0,057 \approx 0,06$$

Dla tych wartości $\alpha_k = 2,508$ (przy karbie obrączkowym).

Dla stali 55 w stanie znormalizowanym $R_m = 650 \text{ MPa}$, współczynnik wrażliwości materiału na działanie karbu wynosi $\eta_k \approx 0,75$, zatem współczynnik karbu

$$\beta_k = 1 + \eta_k(\alpha_k - 1) = 1 + 0,75(2,508 - 1) = 2,13$$

Dla elementów szlifowanych, wykonanych ze stali o $R_m = 650 \text{ MPa}$, współczynnik stanu powierzchni $\beta_p \approx 1,04$, stąd współczynnik spiętrzenia naprężeń

$$\beta = \beta_k + \beta_p - 1 = 2,13 + 1,04 - 1 = 2,17$$

Dla elementów ze stali o $R_m = 650 \text{ MPa}$ i średnicy $d = 42 \text{ mm}$ współczynnik wielkości przedmiotu $\varepsilon = 0,79$. W obliczeniach dokładnych przyjmuje się rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa (współczynnik pewności) $\delta = 1,4 \div 1,7$. Ponieważ w przykładzie nie określono dokładnie warunków pracy osi (np. czy przewiduje się możliwość chwilowych przeciążeń itd.), przyjmujemy $\delta = 1,7$ i ustalamy wartość całkowitego współczynnika bezpieczeństwa

$$x_z = \frac{\beta \cdot \delta}{\varepsilon} = \frac{2,17 \cdot 1,7}{0,79} \approx 4,67$$

Dla stali 55 - $Z_{go} = 0,45$ $R_m = 0,45 \cdot 650 = 292,5 \text{ MPa}$, stąd

$$k_{go} = \frac{Z_{go}}{x_z} = \frac{292,5}{4,67} \approx 62,6 \text{ MPa}$$

Otrzymana wartość naprężeń dopuszczalnych jest niższa od wstępnie założonej ($k_{go} = 80 \text{ MPa}$), należy zatem zwiększyć średnicę osi przy danym jej kształcie, korzystając powtórnie ze wzoru

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_g}{\pi \cdot k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 563 \text{ N} \cdot \text{m}}{3,14 \cdot 62,6 \text{ MPa}}} = \sqrt[3]{91,65} \approx 4,51 \text{ cm}$$

Ostatecznie można przyjąć $d = 42 \text{ mm}$ w miejscu karbu oraz $D = 48\text{h6}$ dla czopa osi w miejscu osadzania koła.

1.6. Materiały konstrukcyjne

Zasady doboru materiałów. Dobór odpowiedniego materiału na części maszyn jest jednym z podstawowych etapów procesu konstruowania. W celu dobrania najodpowiedniejszego materiału należy dla warunków pracy projektowanego elementu przeanalizować właściwości różnych materiałów i wybrać materiał najkorzystniejszy. Trudności w doborze materiału są wywołane koniecznością równoczesnego uwzględniania różnych wymagań, wynikających z cech użytkowych części maszyn. Ponadto poszczególne materiały na ogół nie spełniają wszystkich wymagań, np. materiał o korzystnych własnościach wytrzymałościowych może być jednocześnie niekorzystny ze względów technologicznych lub ekonomicznych.

W celu spełnienia wymagań określonych przez warunki pracy części maszyn należy stosować materiały, które zapewnią m.in.:

- uzyskanie możliwie „lekkich konstrukcji”,
- wykorzystanie w pełni ich własności (np. przez zastosowanie obróbki cieplnej, podwyższającej własności wytrzymałościowe),
- możliwie minimalny koszt wytwarzania przy uwzględnieniu zarówno kosztu materiału, jak i możliwie najmniejszej pracochłonności procesów produkcyjnych.

W projektowaniu części maszyn przewidzianych do pracy w ciężkich warunkach dobór odpowiedniego materiału opiera się również na badaniach części w warunkach eksploatacyjnych. W odniesieniu do elementów mniej ważnych lub powtarzalnych (spełniających podobne zadania, o zbliżonych kształtach itd.) można wzorować się na materiałach stosowanych w istniejących konstrukcjach.

Na części maszyn stosuje się materiały metalowe: stal, żeliwo, staliwo, stopy metali żelaznych, oraz materiały niemetalowe, np. tworzywa sztuczne. Poniżej podane informacje o podstawowych materiałach stanowią wybór wiadomości w zakresie niezbędnym do nauki o częściach maszyn.

Stale. Stale konstrukcyjne dzieli się na stale niestopowe (węglowe) i stopowe. Wśród stali niestopowych konstrukcyjnych ogólnego przeznaczenia rozróżnia się stale zwykłej jakości oraz wyższej jakości.

Stale niestopowe konstrukcyjne ogólnego przeznaczenia (PN-88/H-84020) oznacza się symbolem St i cyframi 0 lub 3 ÷ 7 (np. St3, St6). Cyfry oznaczają numer gatunku stali, przy czym stale St0 do St4 zawierają maks. 0,15 ÷ 0,25% C (zależnie od gatunku), natomiast pozostałe — nieco więcej (np. St7 — ok. 0,55% C). Dodatkowe symbole literowe, umieszczone na końcu znaku (po cyfrze), oznaczają odmiany gatunków stali, np. litera S (StOS, St4S) oznacza przydatność stali na konstrukcje spawane. Szczegółowe objaśnienia innych oznaczeń są podane w normie PN-88/H-84020.

Stale niestopowe do utwardzania powierzchniowego i ulepszania cieplnego (PN-93/H-84019) są przeznaczone głównie do wyrobu części maszyn. Podstawowym oznaczeniem tych stali jest dwucyfrowa liczba, określająca

średnią zawartość węgla w setnych częściach % (np. 35 oznacza zawartość $0,32 \div 0,39\%$ C). Podobnie jak w stalach zwykłej jakości, na końcu znaku podaje się litery określające m.in. dodatkowe własności stali (np. U lub UT — stal o wymaganej udarności). Stale wyższej jakości mogą być stosowane w stanie normalizowanym, ale w celu pełnego wykorzystania ich własności powinny być poddane obróbce cieplnej lub cieplno-chemicznej (ulepszaniu cieplnemu, hartowaniu powierzchniowemu po nawęglaniu — zależnie od gatunku).

Stale konstrukcyjne stopowe do ulepszania cieplnego i hartowania powierzchniowego (PN-89/H-84030) są oznaczane liczbą dwucyfrową, określającą średnią zawartość węgla w setnych częściach %, oraz literami oznaczającymi pierwiastki stopowe, wprowadzane w procesie wytwarzania stali w zwiększonej ilości: G — mangan, S — krzem, H — chrom, N — nikiel, M — molibden, T — tytan, F — wanad oraz J — aluminium. Jeżeli zawartość składnika stopowego przekracza 1,5%, wówczas po symbolu literowym tego składnika umieszcza się liczbę, określającą jego zawartość w %, zaokrągloną do liczby całkowitej (np. 30G2 oznacza zawartość manganu $1,5 \div 1,8\%$). Ze względu na zawartość dodatków stale stopowe są znacznie droższe, dlatego należy je stosować tylko po odpowiedniej obróbce cieplnej lub cieplno-chemicznej, umożliwiającej pełne wykorzystanie ich zalet.

Na części maszyn są również stosowane **stale specjalne**, np. stal do pracy przy podwyższonych temperaturach (PN-75/H-84024), stal sprężynowa (PN-74/H-84032), stal na łożyska toczne (PN-74/H-84041) i inne. Klasyfikacja ogólna stali jest podana w normie PN-EN 10020:1996, a oznaczenia materiałów odlewniczych — w PN-85/H-11001. Podane dotychczas informacje o stalach stosowanych na elementy maszyn są oparte na źródłach krajowych, w tym głównie na aktualnych Polskich Normach. Informacje z literatury specjalistycznej krajów wysoko rozwiniętych dowodzą jednak, że nasze materiały ustępują światowemu poziomowi zarówno pod względem jakości, jak i asortymentu. Dlatego poniżej przedstawiono niektóre informacje o nowocześniejszych gatunkach stali stosowanych w wielu dziedzinach przemysłu, a także przeznaczonych do celów specjalnych.

Stale o podwyższonej wytrzymałości. Podwyższone własności stali uzyskuje się przez dodanie do stali konstrukcyjnej dodatków stopowych (np. Nb, Ti, V) w ilościach poniżej 0,1%. Stale te są u nas nazywane mikrostopowymi o podwyższonej wytrzymałości, a w Europie Zachodniej — stalami HSLA. W zależności od stosowanych mikrododatków uzyskuje się polepszenie innych własności, np. spawalności, podatności na kształtowanie itd. Przykładowo: dodatek $0,05 \div 0,15\%$ V podwyższa znacznie spawalność stali oraz granicę plastyczności do $R_e = 400 \div 500$ MPa (stal na konstrukcje spawane St4S ma $R_e = 275$ MPa), a jeszcze wyższą wytrzymałość ma np. stal na rurociągi X80: $R_e = 630$ MPa oraz $R_m = 750$ MPa. W krajach wysoko uprzemysłowionych stale HSLA zastępują w szerokim stopniu stale węglowe konstrukcyjne zwykłej

jakości; w Polsce produkcja tych stali jest nieznaczna — w latach 1982–83 stanowiła tylko $0,36 \div 0,25\%$ ogólnej produkcji stali.

Stale maraging. Zapotrzebowanie na materiały o dużej wytrzymałości przyczyniło się już przed ok. 25 laty do powstania nowej stali maraging (SM); głównymi składnikami stopowymi tej stali są: Ni, Co, Mo, Ti. Stale SM odznaczają się wysoką czystością — zawartość niektórych domieszek ze względu na ich właściwości powinna wynosić: $S, P \leq 0,01\%$, $C \leq 0,03\%$, $Si, Mn \leq 0,1\%$. Stale SM charakteryzują się szczególnie korzystnym zestawem właściwości mechanicznych — głównie połączeniem wysokiej wytrzymałości i dobrej plastyczności z licznymi zaletami o charakterze technologicznym. Przykładowo: w stalach typu 200÷450 osiąga się po starzeniu następujące własności mechaniczne: umowną granicę plastyczności $R_{02} = 1450 \div 2680$ MPa, wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 1460 \div 2720$ MPa, moduł Younga $E = 180\,000 \div 207\,000$ MPa oraz twardość w skali Rockwella $HRC = 45 \div 62$.

Stale SM znajdują zastosowanie m.in. w budowie statków kosmicznych i w przemyśle okrętowym. W budowie maszyn stale te są używane na zawory bezpieczeństwa, śruby, sprężyny, wały, łożyska toczne, koła zębate itd.

Stale SM polepszają znacznie parametry elementów maszyn, przy równoczesnym zmniejszeniu ich masy, a tym samym zmniejszeniu ogólnego zużycia stali. Stale SM są droższe (ze względu na koszt pierwiastków stopowych), ale zwiększają one, nawet kilkunastokrotnie, żywotność maszyn i narzędzi, co w efekcie przynosi znaczne efekty ekonomiczne.

Stale dwufazowe. Są to stale austenityczno-ferrytyczne, charakteryzujące się dobrą odpornością na korozję. W zależności od rodzaju i ilości dodatków stopowych można uzyskać również lepsze własności wytrzymałościowe. Ogólnie można stwierdzić, że obecność ferrytu obok austenitu w strukturze stali powoduje wzrost zarówno granicy plastyczności R_{02} , jak i wytrzymałości na rozciąganie R_m — przy nieznacznym obniżeniu uduktowności. Stale austenityczno-ferrytyczne należą do tych stopów odpornych na korozję, których wykorzystanie jest bardziej opłacalne niż stali austenitycznych (m.in. ze względu na niższą zawartość Ni). Znajdują one zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu.

Stopy nadplastyczne. Przez pojęcie „nadplastyczność” określa się zdolność tworzyw metalicznych do anormalnie wysokich odkształceń plastycznych. Oznacza to możliwość osiągnięcia bardzo dużych wydłużeń — nawet rzędu kilkuset procent — bez tworzenia się mikropeknięć (w zwykłych warunkach odkształcania plastycznego metale pękają już przy wydłużeniach $30 \div 50\%$). Praktyczne wykorzystanie zjawiska nadplastyczności zależy od składu chemicznego stopu i prędkości odkształcania. Zjawisko to jest najczęściej wykorzystywane do kształtowania trudno odkształcalnych stopów — m.in. stali szybko tnących. Przykładowo: dla stali szybko tnącej R18 przy odkształcaniu w temperaturze $800 \div 820^\circ\text{C}$ z prędkością $1,1 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ osiąga się wydłużenia do 110% (niemożliwe w warunkach konwencjonalnej obróbki plastycznej tej stali).

Opracowywanie kolejnych stopów nadplastycznych stwarza nowe możliwości projektowania elementów konstrukcyjnych i narzędzi.

Staliwa. Staliwo, czyli stal laną, stosuje się na odlewy części maszyn o skomplikowanych kształtach, gdy wymagania wytrzymałościowe uniemożliwiają wykonanie części w postaci odlewów żeliwnych, wykonanie zaś elementów innymi metodami (np. za pomocą kucia lub obróbki skrawaniem) byłoby bardzo trudne i nieekonomiczne. Na odlewy elementów maszyn najczęściej stosuje się staliwo węglowe konstrukcyjne (PN-86/H-83152), które dzieli się na 2 grupy: I — zwykłej jakości i II — wyższej jakości. Znak staliwa składa się z litery L (stal lana), grupy (I lub II) i liczby określającej minimalną wytrzymałość na rozciąganie R_m , np. LII500 oznacza staliwo wyższej jakości o wytrzymałości $R_m = 500$ MPa. W razie dodatkowych wymagań w stosunku do odlewów staliwnych (np. żaroodporność, nierdzewność itd.) stosuje się staliwa specjalne. Rodzaje staliw są podane w normach PN-ISO 3755:1994 ÷ PN-90/H-83161.

Żeliwa. Żeliwo jest materiałem o bardzo dobrych właściwościach odlewniczych, odpornym na ściskanie i ścieranie, ale o stosunkowo niskiej wytrzymałości na rozciąganie i zginanie. Odlewy żeliwne odznaczają się zdolnością tłumienia drgań.

Na odlewy części maszyn najczęściej stosuje się żeliwo szare PN-92/H-83101), oznaczane literami ZI oraz liczbą określającą minimalną wytrzymałość na rozciąganie, np. ZI 250 oznacza żeliwo szare o $R_m = 250$ MPa. W przypadku wyższych wymagań w stosunku do odlewów części maszyn (np. zwiększonej wytrzymałości) stosuje się specjalne gatunki żeliw, np. żeliwo sferoidalne (PN-92/H-83123), żeliwo ciągliwe (PN-92/H-83221) i inne. Podział żeliw jest podany w normie PN-80/H-01552.

Spieki. Spieki metaliczne wykonuje się metodami określanymi ogólnie jako metalurgia proszków. Przedmioty z proszków metali prasuje się pod wysokim ciśnieniem, a następnie spieka przez wyżarzanie w odpowiedniej temperaturze. Metodą tą uzyskuje się części o ściśle określonym składzie chemicznym oraz właściwościach fizycznych i mechanicznych. Części mogą być wykonywane z minimalnymi naddatkami na obróbkę wykańczającą lub też bez naddatków. Zastosowanie metalurgii proszków do produkcji części maszyn jest ograniczone głównie przez wysoki koszt proszków oraz niemożność wykonywania z nich elementów o skomplikowanych kształtach.

Do typowych elementów wytwarzanych z proszków spiekanych należą:

- koła zębate, panewki łożyskowe,
- porowate łożyska samosmarujące,
- materiały cierne — zawierające składniki zwiększające tarcie, stosowane np. na okładziny szczęk hamulcowych lub tarcz sprzęgieł ciernych,
- nakładki na narzędzia skrawające oraz na części przyrządów pomiarowych itp., wykonywane głównie z węglików wolframu i tytanu, oraz kobaltu jako materiału wiążącego,

- elementy urządzeń elektrycznych, np. rdzenie do transformatorów, magnesy trwałe, szczotki kolektorów, styki elektryczne.

Elementy ze spieków można poddawać obróbce cieplnej i ciepłno-chemicznej (hartowanie, nawęglanie, azotowanie itp.) oraz mechanicznej.

Stopy metali nieżelaznych. Spośród stopów metali nieżelaznych na części maszyn stosuje się najczęściej stopy miedzi, aluminium oraz cyny lub ołowiu (stopy łożyskowe).

Stopy miedzi charakteryzują się odpornością na korozję i ścieranie, dobrymi własnościami wytrzymałościowymi oraz bardzo dobrymi własnościami technologicznymi: można je odlewać, przerabiać plastycznie, skrawać i lutować.

Podstawowymi stopami miedzi są mosiądze i brązy. Mosiądze są to stopy miedzi z cynkiem (do 50% Zn), zawierające często również inne składniki (np. Al, Si, Ni). Brązy są to stopy miedzi, w których głównym składnikiem jest inny pierwiastek niż cynk (najczęściej Sn, Al, Pb). Mosiądze i brązy dzieli się na odlewnicze i do przeróbki plastycznej.

Stopy miedzi są stosowane na łożyska ślizgowe, wieńce kół zębatach (zwłaszcza ślimacznic), armaturę hydrauliczną i gazową, a niektóre gatunki brązów — na sprężyny i części maszyn poddawane dużym obciążeniom. Własności mechaniczne, charakterystyka stopów oraz przykłady zastosowania i oznaczenia stopów są podane w następujących normach: PN-92/H-87025 — dla brązów i mosiądzów do przeróbki plastycznej oraz PN-91/H-87026 — dla brązów i mosiądzów odlewniczych.

Stopy aluminium są stosowane głównie w przypadkach, gdy jest wymagane znaczne zmniejszenie ciężaru części maszynowych. Podobnie jak stopy miedzi, stopy aluminium dzieli się na stopy do przeróbki plastycznej (PN-79/H-88026 i PN-EN 573-3:1998) oraz stopy odlewnicze (PN-76/H-88027). W zależności od gatunku i składu chemicznego są one stosowane na odlewy części o skomplikowanych kształtach, na elementy konstrukcji lotniczych, pojazdów mechanicznych itp.

Z innych materiałów nieżelaznych są stosowane także stopy cynku z aluminium i miedzią (tzw. znale), charakteryzujące się (m.in.) dobrymi własnościami ślizgowymi i zastępujące w niektórych przypadkach brązy i stopy łożyskowe.

Stopy łożyskowe zostaną omówione w rozdziale o łożyskach ślizgowych. Wśród nowoczesnych stopów metali nieżelaznych należy wymienić stopy wykazujące efekt pamięci kształtu, które znalazły wiele zastosowań praktycznych.

Metale z pamięcią kształtu. Zjawisko pamięci kształtu polega na tym, że przedmiot o określonym kształcie, odkształcony plastycznie, powraca do stanu pierwotnego po nagraniu do temperatury odpowiedniej dla danego stopu. Efekt pamięci kształtu występuje w wielu stopach metali nieżelaznych o strukturach martenzytycznych, z których dwa stopy: Ni-Ti (nitinol) i stop układu Cu-Zn-Al znalazły szereg zastosowań praktycznych. Stopy te wykorzystano

m.in. w lotnictwie do łączenia rur. Łącznik rurowy (pierścień) jest odkształcany (zwiększa się jego średnica), a następnie przechowywany w niskiej temperaturze. Technologia łączenia jest następująca: do odkształconego łącznika wprowadza się z dwóch stron rury; po osiągnięciu przez łącznik temperatury otoczenia następuje jego skurcz i trwałe połączenie. W lotnictwie USA przy 300 000 takich połączeń nie odnotowano ani jednej awarii, co dowodzi wysokiej ich niezawodności. Innym ciekawym przykładem jest urządzenie do samoczynnego otwierania okien w szklarni. Sprężyna z pamięcią kształtu w zawiasie zamyka okno w temperaturze poniżej 17°C, a w temperaturze powyżej 27°C otwiera je całkowicie.

Metale te znajdują zastosowanie m.in. w medycynie — na przykład na klamry do leczenia złamanych kości, druty w ortodoncji oraz na inne elementy. Przewiduje się, że liczba praktycznego wykorzystania metali z pamięcią kształtu będzie stale wzrastać.

Tworzywa sztuczne. Przez tworzywa sztuczne rozumie się ogólnie materiały wytwarzane sztucznie z makrocząsteczek pochodzenia organicznego. W zależności od własności fizycznych i technologicznych tworzywa sztuczne dzieli się na termoplastyczne i termoutwardzalne.

Tworzywa sztuczne termoplastyczne po podgrzaniu do określonej temperatury (150÷200°C) przechodzą w stan plastyczny, ciastowaty lub ciekły, a przy chłodzeniu twardnieją; proces ten może być powtarzany wielokrotnie.

Tworzywa sztuczne termoutwardzalne po podgrzaniu do określonej temperatury (180÷250°C) również przechodzą w stan plastyczny lub ciekły, ale tylko jeden raz; po utwardzeniu i ostygnięciu nie mogą być powtórnie przetwarzane, gdyż w tym przypadku jest to proces nieodwracalny. Tworzywa sztuczne odznaczają się na ogół niewielką gęstością, odpornością na korozję i chemikalia, małym przewodnictwem cieplnym oraz dobrą skrawalnością. Niektóre z nich mają również wysokie własności wytrzymałościowe (np. stylon). Jedną z najważniejszych zalet tworzyw sztucznych jest łatwość ich łączenia z innymi materiałami (np. przez zgrzewanie, klejenie) oraz łatwość wytwarzania przedmiotów o skomplikowanych kształtach metodami stosowanymi w przetwórstwie tworzyw sztucznych.

Z tworzyw sztucznych wykonuje się m.in. koła zębate, panewki łożysk ślizgowych, wykładziny prowadnic ślizgowych, koszyczki łożysk tocznych, okładziny (elementy cierne) sprzęgieł i hamulców, śruby, nakrętki.

Na części maszyn stosuje się głównie następujące tworzywa:

- termoplastyczne — poliamidy (np. polan, tarlon, stylon, nylon), polichlorek winylu (np. PCV, winidur, igelit), teflon,
- termoutwardzalne — fenoplasty (bakelit, tekstolit, laminaty), aminoplasty.

Ze względu na dynamiczny rozwój produkcji tworzyw sztucznych i wprowadzenie wielu nowych rodzajów tworzyw (zarówno o nazwach polskich, jak i obcych) przy doborze tworzyw na części maszyn należy posługiwać się aktualnymi materiałami źródłowymi.

1.7. Kształtowanie części maszyn

Wiadomości ogólne. Przy projektowaniu kształtu części maszyn podstawowym warunkiem jest spełnienie wymagań wynikających z założeń technicznych projektowych maszyn i urządzeń, przy jednoczesnym uwzględnieniu cech użytkowych (wytrzymałościowych, montażowych, ekonomicznych itd.).

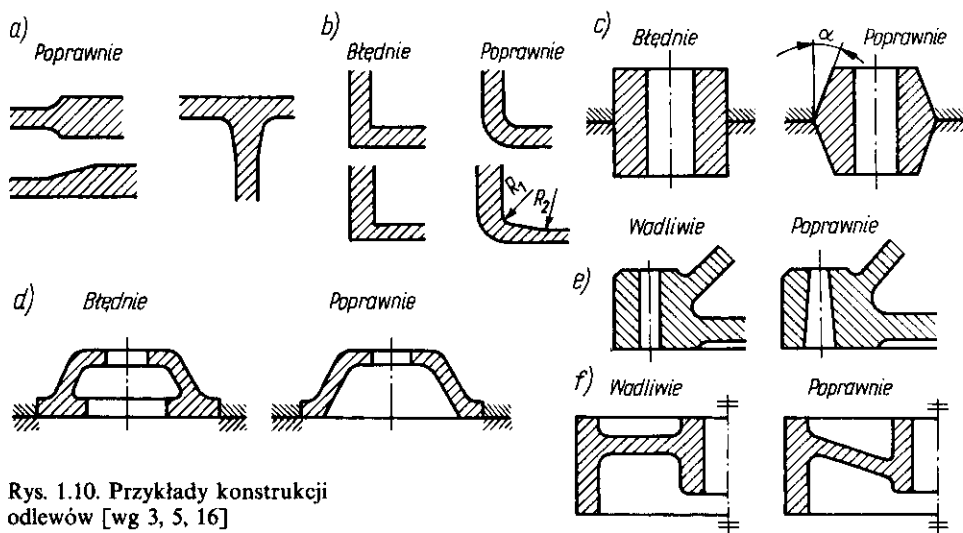
Kolejnym warunkiem ustalenia optymalnego (najkorzystniejszego) kształtu jest uwzględnienie technologiczności konstrukcji, tzn. takie ukształtowanie projektowanych części, aby ich wykonanie nie wymagało stosowania skomplikowanych i zbyt kosztownych metod obróbki. Rozpatrując technologiczność konstrukcji uwzględnia się więc procesy związane z wykonaniem tzw. surówki lub półfabrykatu (odlewu, odkuwki), z obróbką półfabrykatu (np. przez skrawanie, obróbkę cieplną itd.) oraz z montażem części. Zależnie od przewidywanej technologii, części maszyn o tym samym przeznaczeniu powinny mieć nieco inne kształty, umożliwiające stosowanie prostego oprządkowania (form odlewniczych, matryc kuźniczych itd.), ułatwiające wykonanie, montaż części itp.

Przykładowo: kształty części spawanych nie powinny być wzorowane na kształtach odlewów, części kute lub odlewane muszą mieć inne kształty niż części obrabiane mechanicznie (toczone, frezowane) itd.

Poszczególne procesy technologiczne i wynikające z nich wskazówki konstrukcyjne będą omawiane w ramach przedmiotu: technologia maszyn. W bieżącym rozdziale są podane tylko niektóre ważniejsze wskazówki dotyczące kształtowania części maszyn w zależności od metod ich wytwarzania.

Kształtowanie odlewów. W projektowaniu kształtu części odlewanych należy przestrzegać ogólnych zasad, wynikających ze specyfiki procesu odlewania i mających na celu uniknięcie wad odlewniczych (np. pęknięć, pęcherzy gazowych wewnątrz odlewu, naprężeń wewnętrznych). Przy poprawnym kształtowaniu odlewów należy m.in.:

1. Stosować zalecane grubości ścianek w zależności od materiału i wielkości odlewu. Dla odlewów z żeliwa szarego minimalne grubości ścianek wynoszą $3 \div 4$ mm (dla małych odlewów o masie do kilku kg), zaś maksymalne do 25 mm (przy dużych odlewach o masie kilkuset kg). Ścianki wewnętrzne mogą być cieńsze od zewnętrznych o $10 \div 12\%$, ponieważ są słabiej chłodzone.
2. Unikać nagłych zmian grubości ścianek (poprawnie wg rys. 1.10a), oraz ostrych krawędzi (rys. 1.10b), stosując zaokrąglenia promieniem lub przejścia klinowe.
3. Zapewnić łatwość wyjmowania modelu z formy, m.in. przez pochylenie ścianek odlewu prostopadle do podziału formy (rys. 1.10c).
4. Dążyć do projektowania odlewów bezrdzeniowych (rys. 1.10d).
5. Unikać zbytniego skupienia materiału (rys. 1.10e).
6. Unikać ścianek równoległych do płaszczyzny podziału formy (rys. 1.10f) w celu zapewnienia swobodnego ujścia gazów.

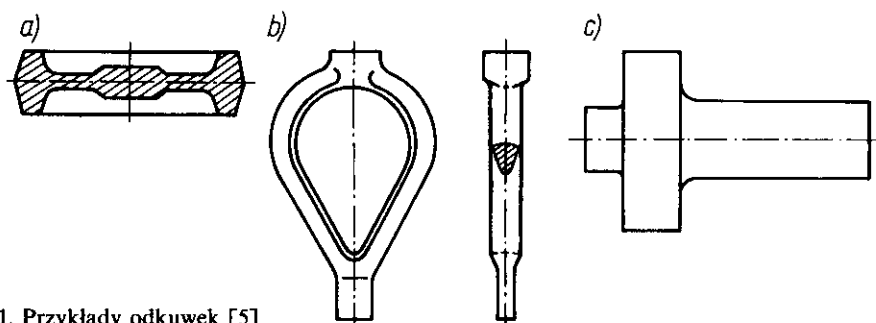


Rys. 1.10. Przykłady konstrukcji odlewów [wg 3, 5, 16]

Kształtowanie odkuwek. Odkuwki stosuje się głównie w produkcji seryjnej i wielkoseryjnej. Odkuwki o kształtach bardziej skomplikowanych wymagają stosowania specjalnych matryc (foremników), najczęściej dwudzielnych, zapewniających identyczny kształt wykonywanych części. Kształt odkuwki powinien zapewniać łatwość jej wyjmowania z matrycy. W tym celu wszystkie ścianki i wgłębienia równoległe do kierunku uderzeń muszą mieć odpowiednie pochylenia (rys. 1.11a). Ponadto należy przewidywać podział matrycy, w miarę możliwości w płaszczyźnie symetrii.

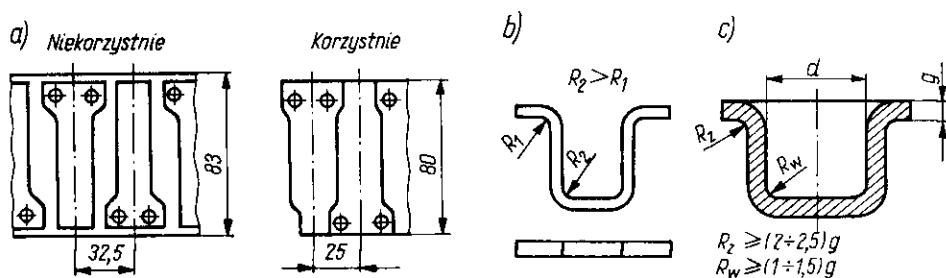
Stosowanie odkuwek jest szczególnie korzystne wówczas, gdy otrzymany półfabrykat ma kształt bardzo zbliżony do wyrobu gotowego (rys. 1.11b) lub gdy można w ten sposób zmniejszyć do minimum obróbkę skrawaniem danej części (rys. 1.11c).

Kształtowanie części tłoczonych. Tłoczenie stosuje się w produkcji przedmiotów wykonywanych z cienkich blach lub drutu. Do podstawowych procesów określanych ogólnie jako tłoczenie zalicza się: wykrawanie, gięcie i ciągnięcie (tzn. wytwarzanie przedmiotów w kształcie naczyń). Części tłoczone wykonuje się przeważnie na specjalnych przyrządach (tłocznikach), dlatego kształt części w istotny sposób zależy od technologii wykonania.



Rys. 1.11. Przykłady odkuwek [5]

Podczas projektowania elementów wykrawanych należy dążyć do nadania im kształtów umożliwiających maksymalne wykorzystanie materiału (rys. 1.12a). W częściach giętych należy dobrać odpowiednie promienie gięcia, zależnie od własności materiałów i grubości blachy (rys. 1.12b), a przy konstruowaniu tłoczniaka uwzględnić także odkształcenie sprężyste. Części wykonywane przez ciągnięcie powinny być wytwarzane z materiałów ciągliwych; w elementach o kształcie brył obrotowych należy przewidzieć odpowiednio duże promienie zaokrągleń (rys. 1.12c).



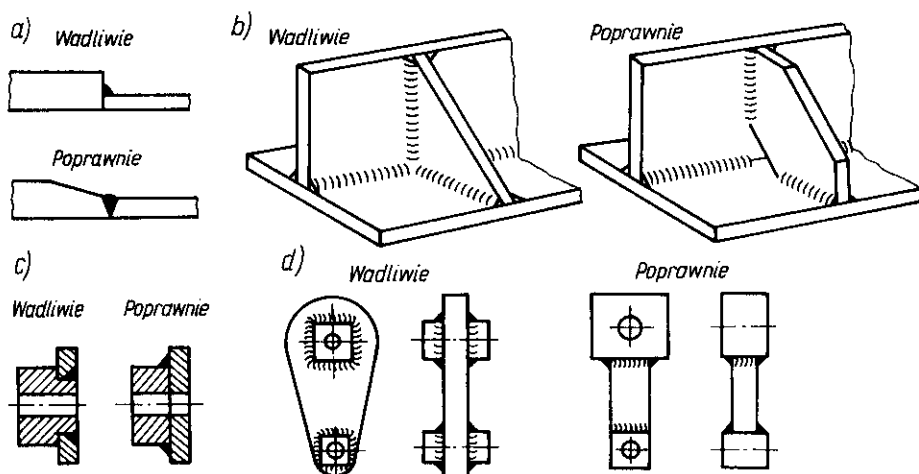
Rys. 1.12. Przykłady części tłoczonych [16]

Kształtowanie części spawanych. Konstrukcje spawane elementów maszyn stosuje się przeważnie w produkcji jednostkowej i małoseryjnej. Spawanie umożliwia wykonywanie przedmiotów o skomplikowanych kształtach, których wytwarzanie metodą odlewania lub kucia byłoby w produkcji małoseryjnej nieopłacalne ze względu na koszt form lub matryc. W projektowaniu konstrukcji spawanych należy dążyć do maksymalnego wykorzystania półfabrykatów walcowanych: blach, prętów, rur i kształtowników. Części łączone należy projektować w ten sposób, aby zmniejszyć do minimum długość spoin, ponieważ koszty spawania rosną prawie proporcjonalnie do długości spoin. Dotyczy to głównie połączeń obciążonych niewielkimi siłami, gdyż przy dużych obciążeniach o wymiarach spoin decydują względy wytrzymałościowe.

W przypadku projektowania połączenia części o różnych grubościach należy odpowiednio zmienić kształt części grubszej tak, aby w miejscu spawania grubości obu części były jednakowe (rys. 1.13a). Unika się także połączeń z krzyżującymi się szwami (rys. 1.13b).

W połączeniach części obrabianych zaleca się takie ich ukształtowanie, aby ograniczyć obróbkę mechaniczną do niezbędnego minimum (rys. 1.13c). Projektując części, które w produkcji seryjnej byłyby odlewane lub kute, należy ustalać ich kształty wg zasad określonych dla konstrukcji spawanych, natomiast unikać naśladowania konstrukcji odlewów i odkuwek (rys. 1.13d). W odniesieniu do konstrukcji o dużych wymiarach oraz składających się z kilku lub kilkunastu elementów należy pamiętać o zapewnieniu projektowanej części odpowiedniej sztywności.

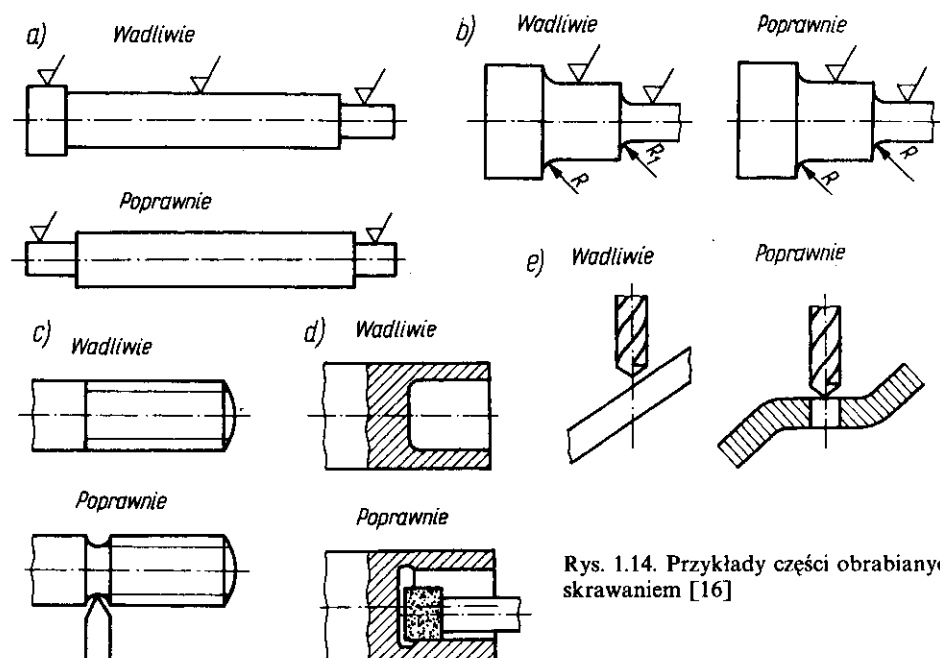
Kształtowanie części obrabianych mechanicznie. Projektując części maszyn, które będą podlegały obróbce skrawaniem, należy dążyć do nadania im



Rys. 1.13. Przykłady części spawanych [16]

kształtów umożliwiającą stosowanie najtańszych metod obróbki, zredukowanie liczby płaszczyzn obrabianych w celu skrócenia czasu obróbki, zastosowanie narzędzi znormalizowanych itp. Cel ten można osiągnąć przez przestrzeganie następujących zasad:

1. Stosowanie półfabrykatów (odlewów, odkuwek) o kształtach możliwie zbliżonych do kształtów wyrobu gotowego, w których obróbce skrawaniem będą podlegać tylko powierzchnie współpracujące z innymi częściami maszyn.
2. Unikanie kształtów wymagających długiego czasu obróbki i powodujących marnotrawstwo materiału (rys. 1.14a).



Rys. 1.14. Przykłady części obrabianych skrawaniem [16]

3. Umożliwienie obróbki kilku powierzchni z jednego zamocowania i jednym narzędziem, np. przez ujednolicenie promieni (rys. 1.14b).
4. Zapewnienie swobodnej drogi wyjścia narzędzia, np. przy wykonywaniu gwintów (rys. 1.14c), szlifowaniu otworów (rys. 1.14d) itd.
5. Unikanie wiercenia otworów w ściankach skośnych, np. przez nadanie kształtu umożliwiającego prostopadle wejście i wyjście wiertła (rys. 1.14e).
6. Unikanie otworów wymagających stosowania bardzo długich wiertel.
7. Dobieranie odpowiedniej chropowatości powierzchni w zależności od warunków pracy (np. małą chropowatość należy stosować dla powierzchni współpracujących: czopa i panewki, w prowadnicach, dokładnych gwintach itp.).

Kształtowanie części z tworzyw sztucznych. Rozwój produkcji tworzyw sztucznych oraz uzyskiwanie tworzyw o coraz lepszych właściwościach (m.in. wytrzymałościowych) powoduje, że są one coraz częściej stosowane jako materiał na części maszyn.

Z tworzyw sztucznych wykonuje się w zasadzie mniej odpowiedzialne części maszyn, części elektrotechniczne, uchwyty narzędzi itp. Niektóre gatunki tworzyw o wyższych właściwościach wytrzymałościowych są stosowane na tuleje łożyskowe, koła zębate itd., a więc na części, w stosunku do których są stawiane dość wysokie wymagania.

Części maszyn z tworzyw sztucznych wykonuje się najczęściej na gotowo, prasując je pod odpowiednim ciśnieniem i w odpowiedniej temperaturze w metalowych formach. Kształty tych części zależą zatem głównie od możliwości wykonania odpowiedniej formy. Podczas projektowania kształtów części z tworzyw sztucznych należy stosować niektóre z zasad dotyczących kształtowania odlewów i odkuwek, np.:

- stosowanie pochyleń ścianek dla ułatwienia wyjmowania części z form,
- rowkowanie powierzchni równoległe do osi symetrii, będącej jednocześnie kierunkiem prasowania, itd.

W przypadku stosowania części metalowych w postaci wkładek w przedmiotach z tworzyw sztucznych (np. tulejek, nakrętek, wkrętów) kształt tych wkładek powinien umożliwiać unieruchomienie ich w tworzywie.

1.8. Tolerancje i pasowania w budowie maszyn

Wiadomości ogólne. Podczas planowania dokładności wykonania części maszyn należy uwzględniać warunki ich współpracy oraz zamienność części. Warunki współpracy są określone przez rodzaj połączenia: w połączeniach ruchowych części przemieszczają się względem siebie (np. czop wału względem panewki łożyska), natomiast w połączeniach stałych pozostają stale w określonym położeniu (np. koła zębate osadzone na wale). W warunkach produkcji seryjnej i masowej szczególnie znaczenie stanowi problem zamienności części, tzn. takiego ich wykonywania, aby bez dodatkowej obróbki można było je

prawidłowo montować zarówno podczas wykonywania nowej maszyny, jak i podczas późniejszych napraw polegających na zastępowaniu części zużytych — nowymi.

W procesie obróbki części maszyn niemożliwe jest uzyskanie wymiarów idealnych zgodnych z ustalonymi przy projektowaniu. Dlatego wymiary współpracujących części podaje się z pewną tolerancją, w ramach której powinien być utrzymany wymiar rzeczywisty przedmiotu.

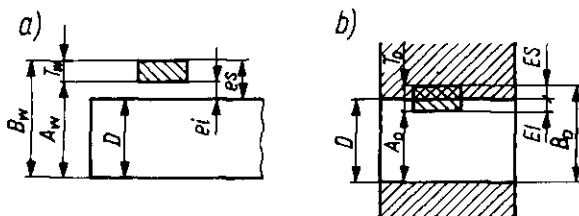
Zagadnienia tolerancji i pasowań były już omawiane na lekcjach rysunku technicznego oraz technologii. Obecnie należy je przypomnieć w celu prawidłowego ustalania odpowiednich tolerancji i pasowań dla poszczególnych części maszyn.

Tolerancje i pasowania. Tolerancją T nazywa się różnicę między wymiarami granicznymi: górnym B i dolnym A lub różnicę algebraiczną między odchyłkami: górną ES , es i dolną EI , ei (odchyłki wałków są oznaczone małymi literami, a odchyłki otworów — dużymi — rys. 1.15). A zatem

$$\begin{aligned} T_w &= B_w - A_w = es - ei \text{ (dla wałka)} \\ T_o &= B_o - A_o = ES - EI \text{ (dla otworu)} \end{aligned} \quad (1.13)$$

Rys. 1.15. Tolerancje — oznaczenia podstawowe: a) dla wałka, b) dla otworu

D — wymiar nominalny, B , A — górny i dolny wymiary graniczne, es , ES — górne odchyłki wymiarowe, ei , EI — dolne odchyłki wymiarowe, T — tolerancja wymiarowa



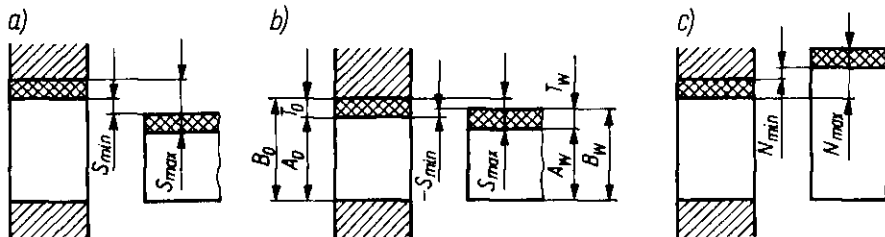
Tolerancja jest zawsze dodatnia.

Wartość odchyłki oblicza się jako algebraiczną różnicę między wymiarem granicznym (A lub B) i wymiarem nominalnym D , czyli

$$\begin{aligned} es &= B_w - D; ei = A_w - D \text{ (dla wałka)} \\ ES &= B_o - D; EI = A_o - D \text{ (dla otworu)} \end{aligned} \quad (1.14)$$

Odchyłki mogą więc być dodatnie, ujemne lub równe zero.

Kojarząc otwór i wałek o jednakowych wymiarach nominalnych i ustalonych odchyłkach, uzyskuje się **pasowanie**, określające charakter współpracy



Rys. 1.16. Przykłady pasowań: a) luźnego, b) mieszanego, c) ciasnego

wałka i otworu (przed połączeniem). W wyniku pasowania powstaje luz lub wcisk. Pasowanie dzieli się na **luźne, mieszane i ciasne** (rys. 1.16).

Luzy graniczne (największy i najmniejszy) określa się z zależności

$$\begin{aligned} S_{max} &= B_o - A_w = ES - ei \\ S_{min} &= A_o - B_w = EI - es \end{aligned} \quad (1.15)$$

Wartość bezwzględna luzu ujemnego nazywa się **wciskiem**, przy czym

$$|-S_{min}| = N_{max} \quad \text{oraz} \quad |-S_{max}| = N_{min} \quad (1.16)$$

Tolerancją pasowania nazywa się sumę tolerancji wałka i otworu w danym połączeniu, czyli różnicę między luzami (największym i najmniejszym) lub wciskami (największym i najmniejszym)

$$T_p = T_w + T_o = S_{max} - S_{min} = N_{max} - N_{min} \quad (1.17)$$

Tolerancje są znormalizowane. W Polsce obowiązuje **układ tolerancji i pasowań**, zgodny z układem międzynarodowym ISO. W zakresie wymiarów od 1 do 3150 mm jest on podany w normach PN-89/M-02102 i PN-91/M-02105. W układzie tolerancji dla każdego wymiaru są określone dwie wielkości: wartość tolerancji oraz wartości odchyłek w stosunku do linii zerowej, odpowiadającej wymiarowi nominalnemu.

Tolerancje obejmują 20 klas dokładności, oznaczonych 01, 0 i 1 do 18, przy czym najdokładniejsza jest klasa 01, a najmniej dokładna (o największej wartości tolerancji) — klasa 18. Wartość tolerancji w każdej klasie rośnie wraz ze wzrostem wymiarów. W klasach od 01 do 7 wykonuje się odpowiedzialne części narzędzi i przyrządów pomiarowych, w klasach 5 ÷ 12 — wymiary części maszyn o określonej dokładności, zaś w klasach 12 ÷ 18 — wymiary powierzchni swobodnych i surowych, nie współpracujących z innymi częściami.

Wartości odchyłek są określane w stosunku do wymiaru nominalnego w postaci zapisu liczbowego (np. $20^{+0,15}_{+0,08}$, $20^{+0,030}_{-0,025}$, $20^{-0}_{-0,036}$) lub podawane w postaci symbolu literowego. Dla otworów są to litery duże: A do ZC (np. 30D10, 30H8, 30N7), a dla wałków — litery małe: a do zc (np. 30h11, 30g7, 30p6). Otwory i wałki oznaczone H i h nazywa się **podstawowymi**. Znając wartości wymaganego luzu lub wcisku, można dobrać odpowiednie wartości tolerancji i odchyłek, uzyskując żądane pasowanie. Dla ułatwienia doboru pasowań stosuje się najczęściej pasowania wg zasady stałego otworu lub stałego wałka. Pasowanie wg zasady stałego otworu polega na kojarzeniu otworu podstawowego H (dla którego $EI = 0$, ES zaś jest dodatnie) z dowolnie tolerowanym wałkiem. Podobnie przy stosowaniu zasady stałego wałka kojarzy się wałek podstawowy h ($es = 0$, a ei — ujemne) z dowolnie tolerowanym otworem. W celu ograniczenia liczby narzędzi (np. rozwiertaków) i sprawdzianów, w praktyce stosuje się najczęściej pasowania zalecane i uprzywilejowane, ujęte w PN.

Zasady doboru tolerancji i pasowań. Przy ustalaniu tolerancji dla poszczególnych wymiarów należy pamiętać, że przyjmowanie bardzo małych tolerancji (np. dla klas 5÷7) wymaga stosowania specjalnych narzędzi i sprawdzianów, dodatkowej obróbki (np. szlifowania) oraz wydłuża czas obróbki, co powoduje znaczny wzrost kosztów produkcji. Dlatego tolerowanie w klasach 6÷9 należy stosować tylko do ustalenia pasowań współpracujących części, dobierając klasy dokładności odpowiednio do warunków pracy.

Dla wymiarów swobodnych stosuje się klasy dokładności 12÷18, przy czym na rysunkach nie podaje się wartości odchyłek; wymiary te określa się powszechnie jako nietolerowane. W wielu zakładach produkcyjnych korzysta się z tablic tzw. tolerancji warsztatowych, opracowanych na podstawie PN-78/M-02139, w której podano odchyłki wymiarów nietolerowanych. Dla wymiarów zewnętrznych (wałków) i wewnętrznych (otworów) przyjmuje się tolerowanie w głąb materiału. Oznacza to, że dla wałków przyjmuje się odchyłki: $es = 0$ oraz ei — ujemne, natomiast dla otworów: $EI = 0$, ES zaś — dodatnie.

W budowie maszyn najczęściej stosuje się zasadę stałego otworu, ponieważ zmniejsza się w ten sposób liczbę narzędzi i sprawdzianów do otworów, kosztowniejszych od narzędzi i sprawdzianów do wałków. Zasadę stałego wałka stosuje się w przypadku części o wymaganych różnych pasowaniach (np. dla wpustów) lub przy stosowaniu wałków gładkich ciągnionych.

Przy doborze pasowań uwzględnia się m.in. następujące czynniki:

1. W połączeniach ruchowych stosuje się pasowanie luźne, zapewniające możliwość przesuwania się lub obracania części względem siebie z wymaganym luzem, natomiast w przypadku elementów osadzanych na stałe w określonym położeniu — pasowania mieszane lub ciasne.
2. W połączeniach stałych, ale często rozłączanych, stosuje się pasowanie o mniejszym wcisku niż przy połączeniach, w których nie przewiduje się rozłączania części.
3. W produkcji wielkoseryjnej oraz przy przewidywanej częstej wymianie części stosuje się dokładniejsze pasowania w celu osiągnięcia wyższego procesu zamienności części.
4. Przy doborze pasowań należy uwzględniać temperaturę, do jakiej mogą się nagrząć części podczas pracy. Pasowania podane w normie są ustalone dla temperatury odniesienia $+20^{\circ}\text{C}$, zatem — w zależności od własności współpracujących materiałów — praca elementów w wyższych temperaturach wymaga stosowania pasowań zapewniających prawidłową współpracę zarówno przy minimalnej, jak i maksymalnej temperaturze.

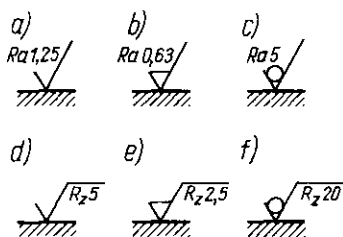
Na dobór pasowań wpływają również inne czynniki, np. rodzaj obróbki, chropowatości powierzchni, smarowania, przewidywane odkształcenia części, drgania w czasie pracy elementów. Powoduje to, że dobór optymalnych pasowań jest zagadnieniem bardzo skomplikowanym.

Chropowatość powierzchni. Nawet najdokładniej obrobione powierzchnie zawierają nierówności w postaci wgłębień i wzniesień, określane jako tzw.

chropowatość powierzchni. Chropowatość powierzchni określa się za pomocą następujących parametrów (PN-87/M-04250 i 04251):

- średnie arytmetyczne odchylenie profilu chropowatości R_a ,
- wysokość nierówności R_z .

Zgodnie z normą PN-ISO 1302:1996 oznaczenie chropowatości powierzchni składa się ze znaku chropowatości, wartości liczbowej parametru wyrażonej w μm oraz z dodatkowych wymagań, podawanych obok znaku. Na rysunku 1.17 podano przykłady podstawowych oznaczeń: chropowatość uzyskaną dowolnym sposobem w procesie produkcji oznacza się wg rys. 1.17a, d; uzyskaną przez usunięcie warstwy materiału — wg rys. 1.17b, e; otrzymaną bez usuwania warstwy materiału — wg rys. 1.17c, f.



Rys. 1.17. Przykłady oznaczenia chropowatości powierzchni: a, b, c) wg parametru R_a , d, e, f) wg parametru R_z .

Dobór odpowiedniej chropowatości powierzchni jest ściśle związany z tolerowaniem wymiarów. Zbyt duża chropowatość obrabianej powierzchni może praktycznie uniemożliwić uzyskanie żądanej klasy dokładności, np. gdy nierówności powierzchni są bliskie wartościom tolerancji lub wskutek ścierania się wierzchołków nierówności podczas pracy. Zbyt duża chropowatość powierzchni powoduje również zmniejszenie wytrzymałości części (zwłaszcza przy obciążeniach zmiennych), zwiększa wartość współczynnika tarcia, pogarsza odporność na korozję oraz estetykę części. Wykonywanie bardzo gładkich powierzchni (o minimalnej chropowatości) jest również niekorzystne, ponieważ powoduje znaczne zwiększenie kosztów obróbki. Dlatego też przy ustalaniu wymaganej chropowatości należy dobierać wartości chropowatości niezbędne dla określonej tolerancji oraz uwzględniać możliwość wykonania danej części przy niewielkich kosztach obróbki.

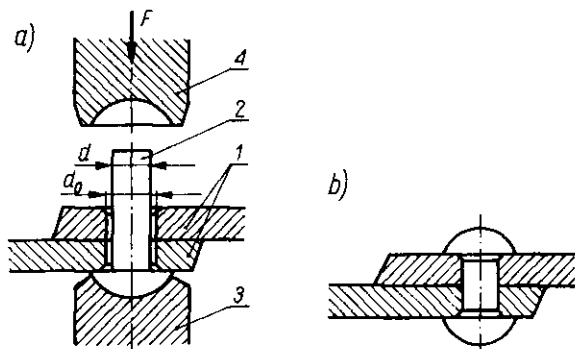
Odchyłki kształtu i położenia. W wykonanych przedmiotach występują zwykle niewielkie odchyłki kształtu, dotyczące prostoliniowości, płaskości, kołowości i walcowości, oraz odchyłki położenia sąsiednich powierzchni, dotyczące równoległości, prostopadłości, współosiowości. Odchyłki te powinny w zasadzie mieścić się w granicach tolerancji poszczególnych wymiarów, ale przy ostrzejszych wymaganiach należy je odpowiednio zaznaczyć na rysunku wykonawczym. W określaniu odchyłek kształtu i położenia nie bierze się pod uwagę chropowatości powierzchni. Znakowanie i wartości tych odchyłek oraz zasady ich oznaczania na rysunkach są podane w normach PN-78/M-02137, PN-80/M-02138 i PN-87/M-01145.

2. Połączenia nitowe

2.1. Charakterystyka i rodzaje połączeń nitowych

Nitowanie jest procesem technologicznym, w wyniku którego uzyskuje się połączenia nierozłączne, pośrednie. Połączenie kilku części (np. blach) w zespół powstaje przez zastosowanie łączników, którymi są nity. W łączonych przedmiotach wierci się lub przebija otwory pod nity, zapewniając ich współosiowość, (np. przez wiercenie w zespole), a następnie wykonuje się fazki w celu usunięcia zadziórów oraz złagodzenia karbu między łbem (zakuwką) a trzonem nitu. Po włożeniu nitu do otworów podpira się łeb nitu kształtowym wspornikiem (rys. 2.1a), a następnie wykonuje się zakuwkę za pomocą zakuwnika, tworząc połączenie nitowe (rys. 2.1b). Przy zamykaniu nitów kulistych zarówno wspornik, jak i zakuwnik są tak wykonane, aby nie stykały się z łączonymi częściami i nie uszkadzały ich powierzchni.

Rys. 2.1. Wykonanie połączenia nitowego: a) zamykanie nitu, b) połączenie nitowe
1 — części łączone, 2 — nit, 3 — wspornik, 4 — zakuwnik



W zależności od średnicy nitów i wielkości produkcji (jednostkowa, seryjna) zamykanie nitów odbywa się uderzeniowo młotkiem ręcznym lub pneumatycznym albo też naciskowo za pomocą nitownic (pras) mechanicznych, hydraulicznych itd.

Nity mogą być zamykane na zimno lub na gorąco. Przy nitowaniu na gorąco nit powinien być podgrzany do temperatury powyżej 700°C (nitowanie naciskowe, maszynowe) lub do $1000 \div 1100^{\circ}\text{C}$ (nitowanie uderzeniowe, ręczne). Proces nitowania powinien być zakończony przy temperaturze nitu nie niższej niż 500°C .

Na gorąco zamyka się nity stalowe o średnicy trzonu $d \geq 10$ mm, natomiast na zimno — nity stalowe o $d \leq 8$ mm, służące do łączenia cienkich

blach oraz nity z metali nieżelaznych. Przy nitowaniu na gorąco przyjmuje się średnicę otworu pod nity $d_0 = d + 1$ mm, a przy nitowaniu na zimno — $d_0 = d + (0,1 \div 0,2)$ mm.

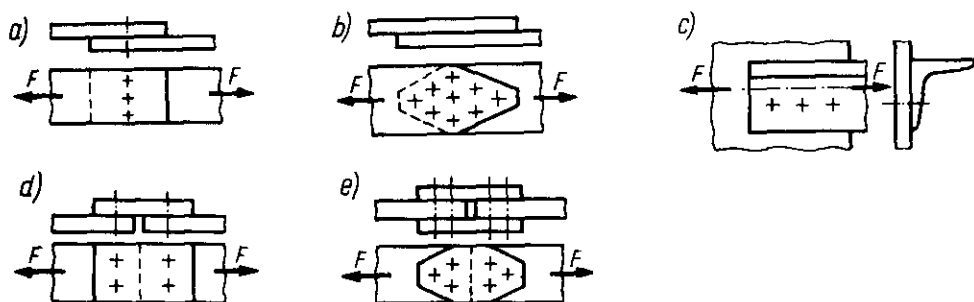
Nitowanie na gorąco powoduje powstanie dość znacznych naprężeń w trzonie nitu oraz w częściach łączonych. W przypadku nitowania na zimno naprężenia te są nieznaczne, dlatego ten rodzaj nitowania może być stosowany do łączenia części wykonanych z różnych materiałów.

Połączenia nitowe z nitami zamykanymi na gorąco z reguły są stosowane przy łączeniu elementów obciążonych dużymi siłami. W połączeniach tych uwydatniają się wady złączy nitowych: osłabienie części łączonych, zwiększony ciężar, duża pracochłonność, większe koszty materiałów oraz wykonawstwa itd. Dlatego w wielu przypadkach połączenia nitowe są zastępowane przez połączenia spawane lub zgrzewane.

Rodzaje połączeń nitowych. W zależności od zastosowania połączenia nitowe dzieli się na:

- mocne, stosowane w konstrukcjach stalowych, obciążonych dużymi siłami,
- szczelne, stosowane w zbiornikach niskociśnieniowych,
- mocno-szczelne, stosowane w zbiornikach wysokociśnieniowych,
- nieznacznie obciążone, stosowane w drobnych konstrukcjach.

Ze względów konstrukcyjnych połączenia nitowe dzieli się na zakładkowe i nakładkowe (rys. 2.2). Połączenie nitowe wykonane za pomocą szeregu nitów nazywa się szwem nitowym. W zależności od sposobu rozstawienia nitów rozróżnia się szwy nitowe jednorzędowe (rys. 2.2a, d) oraz wielorzędowe (rys. 2.2b, c, e).

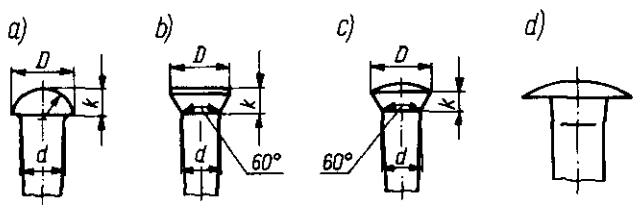


Rys. 2.2. Połączenia nitowe: a) zakładkowe — szew jednorzędowy, b), c) zakładkowe — szew wielorzędowy, d) nakładkowe jednostronne — szew jednorzędowy, e) nakładkowe dwustronne — szew dwurzędowy

2.2. Rodzaje i wymiary nitów

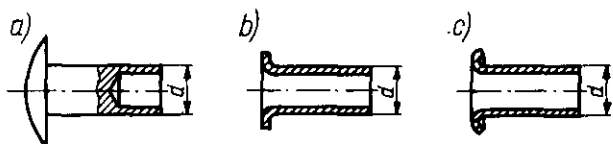
Kształty i wymiary nitów ogólnego przeznaczenia są znormalizowane. W zależności od kształtu trzpienia rozróżnia się: nity pełne (rys. 2.3), drążone (rys. 2.4a) i rurkowe (rys. 2.4b i c).

Nity pełne są stosowane do połączeń trwałych w konstrukcjach metalowych, np. w budowie mostów, dźwignic, wież lub kotłów itd. Wśród nich rozróżnia się nity z łbem: kulistym (rys. 2.3a), stożkowym (rys. 2.3b), soczewkowym (rys. 2.3c), soczewkowym niskim, grzybkowym (rys. 2.3d) i trapezowym, objęte normami PN-88/M-82952 ÷ 82959. Najczęściej stosuje się nity z łbem kulistym, a gdy powierzchnia połączenia powinna być gładka — nity z łbem stożkowym.



Rys. 2.3. Nity pełne z łbem: a) kulistym, b) stożkowym (płaskim), c) stożkowym soczewkowym, d) grzybkowym [6]

Nity drażone i rurkowe stosuje się w drobnych konstrukcjach, m.in. w mechanice precyzyjnej i w przemyśle elektrotechnicznym, przy łączeniu materiałów miękkich, kruchych lub o odrębnych właściwościach. Nity drażone (PN-80/M-82974 ÷ 82976) są wykonywane z łbem stożkowym, grzybkowym (rys. 2.4a) lub walcowym. Nity rurkowe (PN-80/M-82972, 73) mogą być z łbem płaskim (rys. 2.4b) lub z łbem wywiniętym (rys. 2.4c).



Rys. 2.4. Nity: a) drażony, b), c) rurkowe

Zalecane średnice nitów (wg PN) wynoszą: 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24; 30; 36 mm (średnice niezalecane: 3,5; 14, 18, 22, 27 i 33 mm).

Długość nitów ustala się wg zależności

$$l = l_1 + l_0 \quad (2.1)$$

w której: l_1 — łączna grubość łączonych części,

l_0 — naddatek na spęcenie nitu w otworze i na utworzenie zakuwki; orientacyjnie przyjmuje się $l_0 = (1,3 \div 1,8)d$.

Obliczoną długość zaokrągla się w górę do wartości znormalizowanej. W dokumentacji technicznej (rysunki, zestawienia materiałowe) podaje się kolejno oznaczenie nitu stalowego, jego średnicę i długość oraz nr normy, np. NIT 10 × 35 PN-88/M-82952. W przypadku nitów z metali nieżelaznych podaje się odpowiedni symbol (po liczbie oznaczającej długość nitu): Al, Cu lub Ms (mosiądz) np. NIT 5 × 12 Ms PN-88/M-82954.

Dobór materiałów na nity. Do łączenia elementów metalowych powinno się stosować nity z tego samego (lub zbliżonego) gatunku materiału, co części łączone. Stosowanie materiałów o różnych właściwościach może powo-

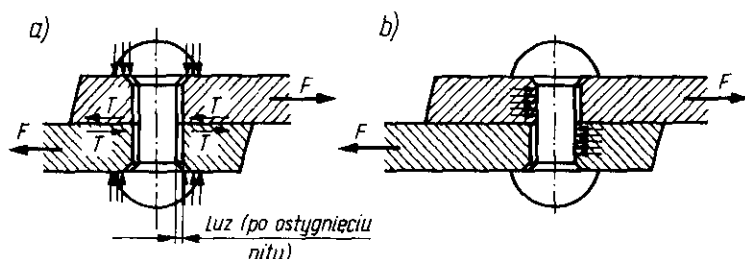
dować luzowanie złącza, np. przy pracy w różnych temperaturach (wskutek niejednakowej rozszerzalności cieplnej) lub też wzmożoną korozję złącza w wyniku występowania prądów galwanicznych.

Nity powinny być wykonane z materiałów plastycznych, umożliwiających łatwe wykonanie zakuwki. Do łączenia elementów stalowych najczęściej stosuje się nity ze stali St3N lub St4N, których własności wytrzymałościowe są zbliżone do stali St3S i St4S.

2.3. Układ sił i naprężeń w złączach nitowych

Podczas wykonywania zakuwki części łączone są do siebie dociskane, przy czym wartość siły docisku zależy od sposobu nitowania.

Przy zamykaniu nitów na gorąco w momencie zakończenia procesu nitowania nity są nagrzane do temperatury powyżej 500°C . W wyniku skurczu wzdłużnego podczas stygnięcia nitu w jego trzonie powstają naprężenia rozciągające, wywołujące silny docisk blach przez łeb i zakuwkę nitu. Jednocześnie wskutek skurczu poprzecznego między otworami w blachach a nitem powstaje niewielki luz. Po obciążeniu złącza siłą F powstają między blachami siły tarcia T (rys. 2.5a), przenoszące całe obciążenie. Przy obciążeniu przekraczającym wartość sił tarcia wystąpi poślizg blach w ramach luzu poprzecznego (rys. 2.5b). W takim przypadku obciążenie jest przenoszone częściowo siłami tarcia, a częściowo przez nity, które są narażone na docisk powierzchniowy oraz na ścinanie.



Rys. 2.5. Rozkład sił w połączeniu nitowym

Wartości naprężeń wywołujących docisk blach oraz wartości siły tarcia praktycznie nie da się ustalić, m.in. ze względu na niemożność określenia temperatury nitów w chwili zakończenia nitowania. Dlatego też, ze względu na konieczność uwzględnienia wpływu sił tarcia, przy obliczeniach wytrzymałościowych połączeń nitowanych na gorąco przyjmuje się **umowne dopuszczalne naprężenia ścinające**, oznaczone k_n .

Przy stosowaniu nitów zamykanych na zimno wartości siły docisku i sił tarcia są znacznie mniejsze, dlatego też w tym przypadku w obliczeniach wytrzymałościowych pomija się wpływ sił tarcia, przyjmując do obliczeń **dopuszczalne naprężenia ścinające** k_t .

Orientacyjne wartości naprężeń dopuszczalnych k_n i k_t oraz nacisków dopuszczalnych k_o dla złączy nitowanych podano w tablicy 2.1.

Tablica 2.1

Wartości naprężeń dopuszczalnych, stosowane przy obliczaniu połączeń nitowych (w MPa)

Materiał nitów	Nitowanie			
	na zimno		na gorąco	
	k_t	k_o	k_n	k_o
St0S	65	$(2 \div 4) k_t$	90	$(2 \div 4) k_n$
St3N(St3S)	75	średnio	110	średnio
St4N(St4S)	85	$\sim 2,5 k_t$	125	$\sim 2,5 k_n$
Uwagi: 1. Wartości k_t przyjęto wg tabl. 1.4 ($k_t \approx k_s$). 2. Wartości naprężeń dopuszczalnych na rozciąganie k dla materiału blach przyjmaj wg tabl. 1.4.				

Przy projektowaniu połączeń stosowanych w konstrukcjach pracujących w ciężkich warunkach (np. w dźwignicach) naprężenia dopuszczalne należy przyjmować nieco mniejsze, uwzględniając w ten sposób dodatkowo wpływ innych czynników, tzn. rodzaj połączenia oraz warunki pracy, liczbę rzędów nitów, technologię wykonania otworów pod nity itd.

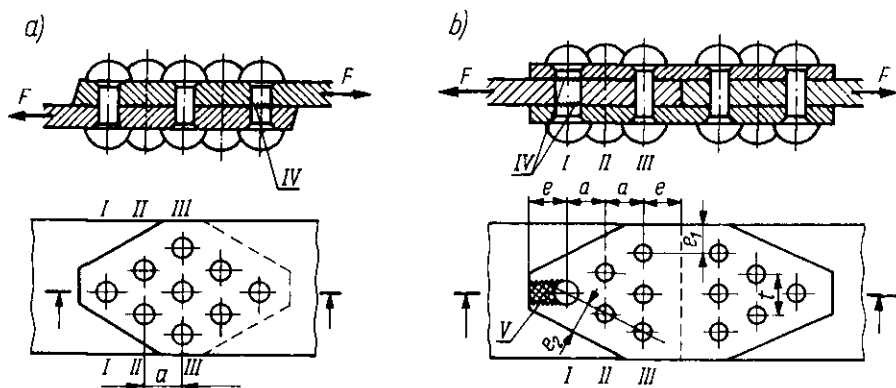
2.4. Połączenia nitowe mocne

Połączenia nitowe mocne stosuje się do łączenia elementów konstrukcji stalowych przenoszących znaczne siły. Ze względu na rodzaj łączonych elementów i charakter obciążenia rozróżnia się:

- połączenia pasów blach, obciążone tylko siłami rozciągającymi,
- połączenia kształtowników w kratownicach, obciążone siłami rozciągającymi lub ściskającymi,
- połączenia blach z kształtownikami w blachownicach, które przenoszą najczęściej momenty zginające, a także siły rozciągające lub ściskające.

Obliczanie wytrzymałości połączeń nitowych mocnych. Połączenia nitowe pasów blach (rys. 2.6) mogą ulec zniszczeniu wskutek:

- ścięcia nitów (w przekrojach oznaczonych IV),
- owalizacji otworów nitowych lub nitów, występującej przy nadmiernych naciskach powierzchniowych na bocznych powierzchniach walcowych (w miejscach styku nitów z blachą),
- zerwania łączonych blach lub nakładek (w przekrojach I—I, II—II, III—III),



Rys. 2.6. Wymiary połączeń nitowych i przekroje narażone na zniszczenie: a) szew zakładkowy, b) szew dwunakładkowy

- wyrwania nitów z blachy w wyniku ścięcia blach w przekrojach V,
- zginania blach w połączeniach zakładkowych i nakładkowych jednostronnych,
- wyboczenia prętów ściskanych (np. w nitowanych ustrojach kratowych),
- oderwania łbów nitów.

W celu uproszczenia obliczeń wytrzymałościowych połączeń nitowych przyjmuje się następujące założenia:

- obciążenie rozkłada się równomiernie na wszystkie nity (w rzeczywistości najbardziej obciążone są nity skrajne),
- nity oblicza się na czyste ścinanie (jeśli materiały nitu i łączonych części mają jednakową lub zbliżoną twardość, wystąpi bardziej złożony stan naprężeń),
- w połączeniach nitowanych na gorąco pomija się wpływ zmęczenia materiału, przyjmując jednakową wartość umownych dopuszczalnych naprężeń ścinających k_n zarówno przy obciążeniach statycznych, jak i zmiennych (założenie to uwzględnia m.in. wpływ sił tarcia, odciążających częściowo nity nawet przy obciążeniach zmiennych).

Nity oblicza się z dwóch warunków wytrzymałościowych:

1. Na ścinanie*)

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot m \cdot n} \leq k_n \quad (\text{lub } k_t) \quad (2.2)$$

*) W obliczeniach wytrzymałościowych należy zawsze pamiętać o uporządkowaniu jednostek miar. Tak na przykład, naprężenia obliczone wg wzoru 2.2 będą wyrażone w Pa, jeśli wyrazimy odpowiednio: F — w N i d_o w m; jeśli natomiast F w N, a d_o — w mm, τ otrzymamy w MPa, zgodnie z zależnością

$$1 \text{ MPa} = \frac{1 \text{ MN}}{1 \text{ m}^2} = \frac{1 \cdot 10^6 \text{ N}}{1 \cdot 10^6 \text{ mm}^2} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zaleca się również stosowanie wzorów liczbowych, podanych na str. 416.

gdzie:

F — siła zewnętrzna (obciążenie połączenia nitowego),

m — liczba ścinanych przekrojów w jednym nicie,

d_o — średnica otworu nitowego (nitów zakutego),

n — liczba nitów (w połączeniach zakładkowych — wszystkie nity, w połączeniach nakładkowych — nity łączące jeden z pasów z nakładkami),

$k_n(k_t)$ — dopuszczalne naprężenia ścinające (wg tabl. 2.1).

2. Na naciski powierzchniowe

$$p = \frac{F}{n \cdot g \cdot d_o} \leq k_o \quad (2.3)$$

gdzie:

n — liczba nitów (na rys. 2.6a–9 oraz na rys. 2.6b–6),

g — grubość blachy (dla nitów jednociętych — grubość blachy cieńszej, a dla dwuciętych — grubszej),

k_o — dopuszczalny nacisk powierzchniowy (wg tabl. 2.1).

Iloczyn $g \cdot d_o$ przyjmuje się jako pole powierzchni nacisku nitu na ściankę otworu.

W wyniku nadmiernych nacisków powierzchniowych zniszczeniu mogą ulec części łączone lub nity. Ponieważ ze względów ekonomicznych mniejsze straty wystąpią w przypadku zniszczenia nitów, dlatego należy porównać oba warunki, zakładając że wytrzymałość nitów na ścinanie powinna być mniejsza niż wytrzymałość blach i nitów na naciski powierzchniowe.

$$\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot m \cdot n \cdot k_n \leq n \cdot g \cdot d_o \cdot k_o \quad (2.4)$$

Podstawiając zależność: $k_o \approx 2,5 k_n$ (wg tabl. 2.1), otrzymuje się warunek

$$\frac{d_o}{g} \leq \frac{3,2}{m} \quad (2.5)$$

Dla nitów jednociętych $m = 1$, stąd warunek 2.5 przyjmuje postać $d_o \leq 3,2 g$, natomiast dla nitów dwuciętych $m = 2$ — stąd $d_o \leq 1,6 g$.

Jeżeli zależność 2.5 jest spełniona, wówczas wystarczy obliczyć nity z warunku na ścinanie.

W rzeczywistych konstrukcjach najczęściej przyjmuje się $d \approx 2g$ i wówczas nity oblicza się:

a) na ścinanie — w przypadku nitów jednociętych,

b) na naciski powierzchniowe — w przypadku nitów dwuciętych (ponieważ $d_o \geq 1,6 g$).

Przyjmując inne wartości k_o (w zalecanych granicach) oraz średnice nitów znormalizowanych odbiegające od zależności: $d \approx 2g$, należy sprawdzić warunek 2.4 lub obliczyć nity z obu warunków wytrzymałościowych (2.2 i 2.3).

Elementy nitowane (blachy, kształtowniki) oblicza się z warunku wytrzymałościowego **na rozciąganie**, uwzględniając osłabienie przekroju blach przez otwory nitowe

$$\sigma_r = \frac{F}{b \cdot g - n_1 \cdot g \cdot d_o} \leq k_r$$

lub po uproszczeniu:

$$\sigma_r = \frac{F}{g(b - n_1 \cdot d_o)} \leq k_r \quad (2.6)$$

gdzie:

b — szerokość blachy, mm,

g — grubość blachy (lub cieńszej części łączonej), mm,

n_1 — liczba nitów w rozpatrywanym przekroju,

k_r — dopuszczalne naprężenie rozciągające dla materiału blachy lub nakładek, MPa.

W rozpatrywanych połączeniach najbardziej narażony na zniszczenie jest przekrój blachy przechodzący przez pierwszy rząd nitów, licząc od strony działającej siły (na rys. 2.6a, b — przekrój $I—I$). Dla nakładek jest to przekrój $III-III$ (rys. 2.6b). Inne przekroje są obciążone w mniejszym stopniu, ponieważ są odciążone przez nity przenoszące część obciążenia na drugą blachę (w połączeniach zakładkowych) lub z blachy na nakładki i odwrotnie (w połączeniach nakładkowych). W celu sprawdzenia wytrzymałości blach lub nakładek w pozostałych przekrojach stosuje się wzór 2.6, zmniejszając odpowiednio wartość siły F . Dla złącza z rys. 2.6b przekrój pasów $II-II$ oblicza się zatem na przenoszenie $5/6F$, przekrój $III-III$ na $3/6F$, natomiast dla nakładek: przekrój $II-II$ na przenoszenie $3/6F$, a $I-I$ na $1/6F$.

W przypadku łączenia kształtowników z blachą (np. w węzłach kratownic) wzór 2.6 przyjmuje postać

$$\sigma_r = \frac{F}{S - n_1 \cdot g \cdot d_o} \leq k_r \quad (2.7)$$

gdzie: S — pole przekroju kształtownika.

Omówione warunki wytrzymałościowe stanowią podstawę do obliczeń wytrzymałościowych połączeń nitowych mocnych. W przypadku obliczania prętów ściskanych w kratownicach sprawdza się je na wyboczenie, stosując wzór Eulera lub obliczenia wg PN-90/B-03200, oparte na uwzględnieniu współczynnika wyboczeniowego φ . Wymiary pozostałych przekrojów narażonych na zniszczenie ustala się z zależności empirycznych, omówionych przy ogólnych zasadach konstruowania połączeń nitowych.

Konstruowanie połączeń nitowych mocnych. Rozstawienie nitów projektuje się w ten sposób, aby nie spowodować znacznego osłabienia blach, zapewnić dostateczną wytrzymałość połączenia w pozostałych przekrojach niebezpiecznych oraz swobodny dostęp narzędzi (wspornika, zakuwnika) przy nitowaniu sąsiednich nitów. W celu spełnienia tych warunków przyjmuje się zależności wymiarowe podane w tablicy 2.2.

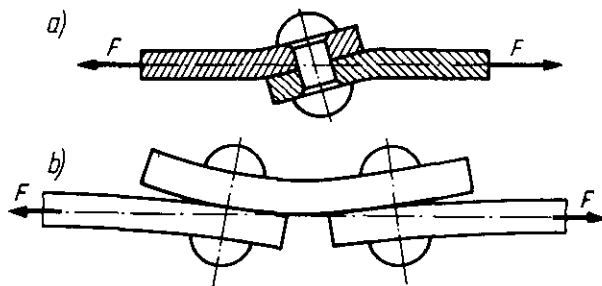
Rozmieszczenie nitów w połączeniach mocnych (oznaczenia wg rys. 2.6)

Wymiar		Symbol wymiaru	Wartość wymiaru
Podziałka:	połączenie zakładkowe	t	$(3 \div 5) d$
	połączenie nakładkowe		$(4 \div 7) d$
Odległość rzędów nitów		a	$(0,6 \div 0,8) t$ lub $(2 \div 3) d$
Odległość skrajnych nitów od krawędzi	blach	e	$(1,5 \div 2,5) d$
	nakładek	e_1	$(1,5 \div 2,5) d$
Odległość krawędzi ścięć od osi nitów		e_2	$(1,5 \div 2) d$

Ponadto należy uwzględnić następujące wskazówki konstrukcyjne:

- grubość nakładek jednostronnych powinna wynosić $g_n \geq 1,1g$, zaś każdej nakładki dwustronnej — $g_n \geq 0,65 g$; przy spełnieniu tego założenia można nie sprawdzać wytrzymałości nakładek na rozciąganie;
- w najbardziej obciążonym przekroju blachy, tzn. w skrajnym rzędzie nitów, należy umieszczać — w miarę możliwości — tylko 1 nit, co umożliwia zminimalizowanie osłabienia blachy;
- zgodnie z PN w szwach wielorzędowych stosuje się maks. 5 rzędów nitów lub 5 nitów (w kierunku działania obciążenia);
- każdy element mocuje się co najmniej dwoma nitami;
- naroża pasów i nakładek ścina się ukośnie (wg rys. 2.6) w celu uniknięcia ich odginania oraz powstawania szczelin sprzyjających korozji.

W omawianych połączeniach mocnych najkorzystniejsze są połączenia dwunakładkowe, ponieważ linia działania siły jest równocześnie osią symetrii połączenia. Połączenia zakładkowe i z nakładką jednostronną są mniej korzystne, gdyż są narażone dodatkowo na zginanie. W obliczeniach wytrzymałościowych tych połączeń nie uwzględnia się wpływu zginania, natomiast w projekcie połączenia przewiduje się m.in. odgięcie blach w miejscu łączenia (rys. 2.7), zmniejszające do minimum naprężenia zginające.



Rys. 2.7. Odginanie blach w połączeniu: a) zakładkowym, b) nakładkowym jednostronnym

PRZYKŁAD 2.1. Zaprojektować połączenia nitowe pasów blachy grubości $g = 9$ mm, wykonanych ze stali St3S. Połączenie, obciążone siłą rozciągającą $F = 220$ kN, należy wykonać z nakładką obustronną.

Rozwiązanie

Średnica nitu $d \approx 2g = 2 \cdot 9 = 18$ mm. Z normy PN-88/M-82952 dobieramy średnicę zalecaną $d = 16$ mm. Nity będą zamykane na gorąco, stąd $d_o = d + 1 = 17$ mm. Sprawdzamy warunek $\frac{d_o}{g} = \frac{17}{9} = 1,89 \geq 1,6$, a zatem liczbę nitów obliczymy z warunku na naciski powierzchniowe. Przyjmujemy materiał na nity (stal St3N), dla którego $k_n = 110$ MPa, $k_o \approx 2,5 k_n = 2,5 \cdot 110 = 275$ MPa (z tabl. 2.1). Liczbę nitów określamy z zależności 2.3

$$n \geq \frac{F}{g \cdot d_o \cdot k_o} = \frac{220\,000}{9 \cdot 17 \cdot 275} \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{mm} \cdot \text{N/mm}^2} \approx 5,23$$

Przyjmujemy 6 nitów po jednej stronie złącza oraz zakładamy ich rozmieszczenie wg rys. 2.6. Następnie obliczamy szerokość blachy w przekroju I—I, przyjmując dla blachy i nakładek $k_r = 120$ MPa (tabl. 1.4)

$$b \geq \frac{F}{g \cdot k_r} + n_1 \cdot d_o = \frac{220\,000}{9 \cdot 120} + 1 \cdot 17 = 220,7 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $b = 225$ mm.

Zakładamy grubość nakładek $g_n \approx 0,65 g = 0,65 \cdot 9 = 5,85 \approx 6$ mm i sprawdzamy ich wytrzymałość w przekroju III—III

$$\sigma_r = \frac{F}{2g_n(b - 3d_o)} = \frac{220\,000}{2 \cdot 6(225 - 3 \cdot 17)} \approx 105,3 \text{ MPa} < k_r = 120 \text{ MPa}$$

Wymiary rozstawienia nitów i ścięć w nakładkach przyjmujemy wg tabl. 2.2. Zakładamy:

$$t = 5d = 5 \cdot 16 = 80 \text{ mm}$$

$$a = 0,6t = 0,6 \cdot 80 = 48 \text{ mm}$$

$$e = e_1 = 2d = 2 \cdot 16 = 32 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5d = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ mm}$$

Szerokość blachy $b = 2t + 2e_1$, zatem ustalamy wymiar e_1

$$e_1 = \frac{b - 2t}{2} = \frac{225 - 2 \cdot 80}{2} = 32,5 \text{ mm}$$

Połączenia nitowe szczelne i mocno-szczelne. Połączenia szczelne są stosowane głównie w zbiornikach otwartych, przewodach rurowych, zbiornikach zamkniętych pracujących przy niskich ciśnieniach itp., natomiast połączenia mocno-szczelne — w zbiornikach ciśnieniowych oraz w wielkich zbiornikach (np. w zakładach przemysłu chemicznego), w których ze względu na ich wysokość występuje duże ciśnienie słupa cieczy, powodujące znaczne obciążenie połączeń.

W obu rodzajach połączeń podstawowym warunkiem ich przydatności jest zapewnienie szczelności połączenia. W połączeniach nitowych szczelnych, stosowanych do łączenia cienkich blach (poniżej 5 mm) nitowanych na zimno, wprowadza się między blachy podatne szczeliwo (uszczelkę), np.

taśmą gumową. W przypadku stosowania uszczeltek należy zapewnić dostateczny ich docisk; w tym celu przed rozpoczęciem nitowania dociska się blachy odpowiednią siłą, np. za pomocą śrub szczepnych. Dla zapewnienia szczelności połączeń nitowych przyjmuje się również mniejsze podziałki i mniejsze odległości między rzędami nitów oraz od brzegów blach.

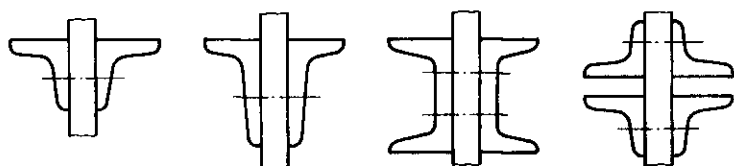
Wymienione rodzaje połączeń nitowych szczelnych i mocno-szczelnych są spotykane w starszych konstrukcjach. Obecnie są wypierane przez połączenia spawane, które zapewniają uzyskanie 100% szczelności przy zachowaniu odpowiedniej wytrzymałości połączenia i znacznie niższych kosztach produkcji.

2.5. Kratownice i blachownice

Układy kratowe (kratownice) stosuje się przeważnie w konstrukcjach budowlanych, w budowie suwnic, żurawi oraz jako fragmenty konstrukcji nośnych różnych maszyn.

Pręty kratownic wykonuje się najczęściej z kształtowników, łączonych w węzłach za pomocą blach węzłowych (tzw. węzłówek).

Zgodnie z zasadami poznanymi na lekcjach mechaniki technicznej przyjmuje się umownie, że pręty są mocowane w węzłach przegubowo, a obciążenia zewnętrzne działają wyłącznie w węzłach. Przyjęcie tych założeń powoduje, że przy obliczaniu prętów kratownic uwzględnia się tylko siły osiowe (rozciągające lub ściskające), których wartość wyznacza się metodą węzłów wydzielonych, Cremony lub Rittera. Osie poprowadzone przez środki ciężkości przekroju prętów kratownicy (płaskiej) powinny leżeć w płaszczyźnie sił zewnętrznych, obciążających kratownicę. Konieczność spełnienia tego warunku powoduje, że najczęściej stosuje się pręty o układach symetrycznych, np. pręty złożone z 2 lub 4 kształtowników (rys. 2.8).



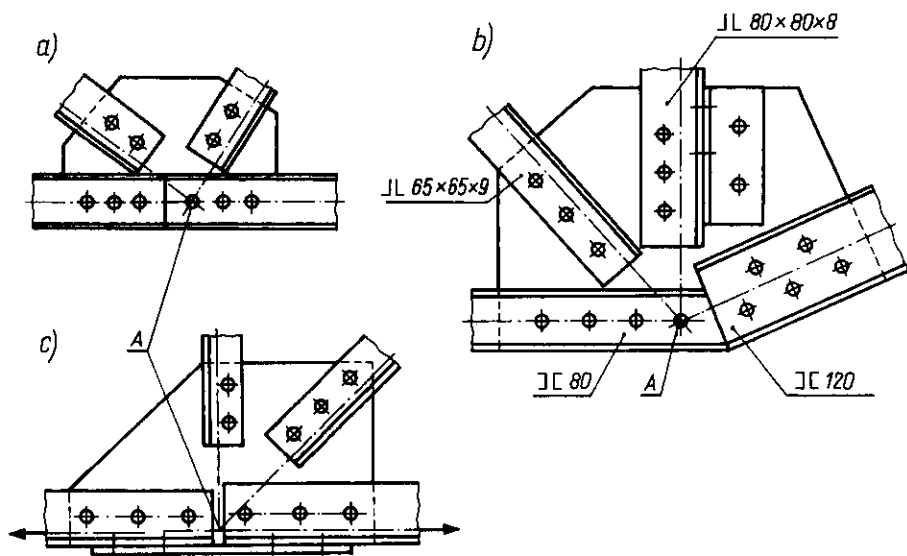
Rys. 2.8. Układy prętów w kratownicach nitowanych

Wykonywanie prętów z pojedynczych kształtowników jest niewskazane, ponieważ powoduje dodatkowo powstawanie naprężeń zginających nie tylko w danym węźle (jak w każdym połączeniu zakładkowym), ale i w całej konstrukcji — co grozi jej zniszczeniem.

Połączenia nitowe w węzle kratownicy oblicza się wg wzorów dla połączeń

mocnych, przy czym długie pręty ściskane muszą być także sprawdzone na wyboczenie.

Przykłady połączeń nitowych stosowanych w węzłach kratownic podano na rys. 2.9. W połączeniach tych należy uwzględnić następujące podstawowe zalecenia konstrukcyjne:

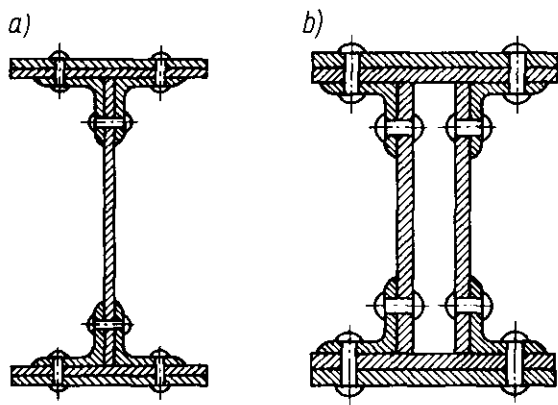


Rys. 2.9. Przykłady połączeń kształtowników w węzłach kratownic

- Ośi środków ciężkości przekroju prętów powinny przecinać się w jednym punkcie węzła kratownicy (A). W punkcie tym umieszcza się nit — z wyjątkiem węzłów, w których wszystkie pręty składają się z kątowników (rys. 2.9c).
- Pręty, zwłaszcza ściskane, należy umieszczać możliwie najbliżej środka węzła. Jeden z prętów złożony z 2 ceowników powinien przechodzić przez węzeł, aby można było umieścić nit w środku węzła.
- Rzędy nitów umieszcza się wzdłuż prętów w środku półki kształtownika, zatem przy prętach złożonych z kątowników oś nitów na ogół nie pokrywa się z osią środków ciężkości przekroju pręta. Jeśli szerokość półki nie przekracza 100 mm, stosuje się ustawienie szeregowe, natomiast przy szerszych półkach — dwuszerogowe przestawne (rys. 2.9b).
- W węźle stosuje się nity o jednakowych średnicach, ponieważ dobiera się je wg grubości węzłówki (blachy węzłowej). Ustalając odległości między nitami, należy stosować zalecane wartości minimalne: odległość między nitami $a \approx 2d$ oraz odległość osi skrajnych nitów od krawędzi kształtownika lub węzłówki $e \approx 1,5d$.
- Węzłówki powinny być jak najmniejsze, w kształcie wielokąta wypukłego oraz o jak najprostszym zarysie, umożliwiającym ich wykonanie przy

minimalnej liczbie cięć blachy. Dla uniknięcia długich węzłów część nitów można umieścić na dodatkowej „przykładce” (rys. 2.9b). W tym przypadku suma pracujących przekrojów nitów umieszczonych na przykładce powinna odpowiadać sumie przekrojów nitów łączących kształtownik z przykładką.

- Grubość węzłówki przyjmuje się większą niż grubość pólki kształtowników.



Rys. 2.10. Przekroje blachownic:
a) płaskiej, b) skrzynkowej [16]

Blachownice stanowią konstrukcje składające się z pasów (półek poziomych), środników (ścianek pionowych) i kątowników, łączonych nitami z pasami i środnikami (rys. 2.10). Tworzą one belki, stosowane m.in. jako konstrukcje nośne (mosty) suwnic o niewielkich rozpiętościach; przy dużych rozpiętościach stosuje się przeważnie kratownice. Blachownice pracują na zginanie, dlatego w przypadku dużych obciążeń stosuje się blachownice skrzynkowe — jako sztywniejsze — i dodatkowo wzmacnia się je za pomocą podwójnych (rys. 2.10b), a nawet potrójnych pasów.

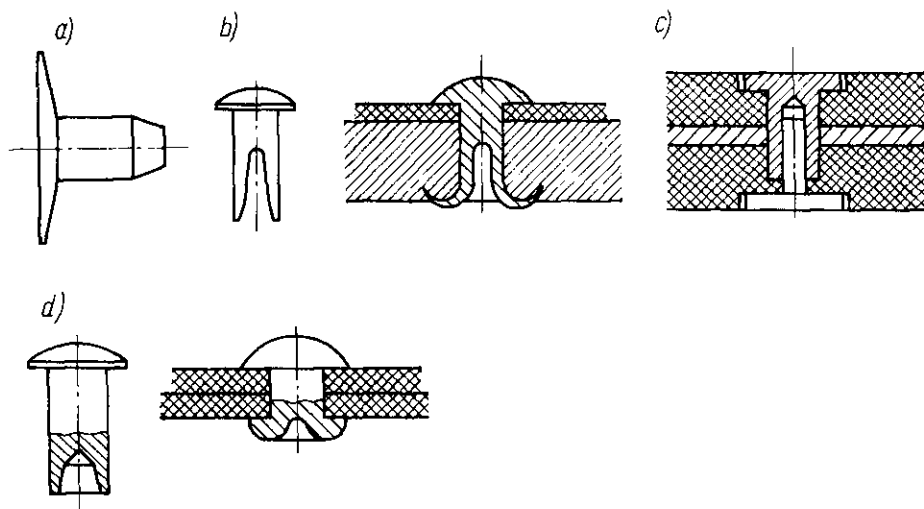
2.6. Nity specjalne

Poza nitami zwykłymi stosuje się wiele rodzajów nitów specjalnych, np.:

- nity kadłubowe okrętowe o wzmocnionym łbie i częściowo stożkowym trzonie, ułatwiającym uzyskanie szczelności i zabezpieczenia przed korozją;
- nity drobne pełne o średnicach $0,6 \div 1,6$ mm i o różnych łbach, stosowane w drobnych mechanizmach;
- nity drobne rurkowe (rys. 2.4).

Stosowanie w budowie maszyn szerokiego asortymentu materiałów powoduje konieczność wprowadzania nowych rodzajów nitów, zapewniających dostateczną wytrzymałość złącza oraz umożliwiających nitowanie elementów wykonanych z różnych materiałów przy zapewnieniu dużej wydajności nitowania.

Do łączenia pasów płaskich lub części ciernych (np. w hamulcach) stosuje się nity pasowe (rys. 2.11a). Do łączenia skóry i tworzyw sztucznych używa się także nitów rozwidlonych (rys. 2.11b), nie wymagających wykonywania otworów. Nity dwuczęściowe (rys. 2.11c), zamykane przez wtlaczanie, stosuje się np. do łączenia części z tworzyw sztucznych lub drewna, narażonych na pękanie przy stosowaniu nitów pełnych. Nity płytkootworowe (rys. 2.11d) umożliwiają nitowanie wg metod stosowanych do nitów drążonych, przy zachowaniu wytrzymałości nitów pełnych.



Rys. 2.11. Nity specjalne: a) pasowy, b) rozwidlony, c) dwuczęściowy, d) płytkootworowy [14, 23]

Osobną grupę stanowią nity stosowane do łączenia przedmiotów, które umożliwiają tylko jednostronny dostęp — do łba nitu. Są to specjalne nity rurkowe (potocznie określane jako nity zamykane jednostronnie), wykonywane z miękkich metali i stopów, np. z miedzi, mosiądzu, monelu lub stopów lekkich.

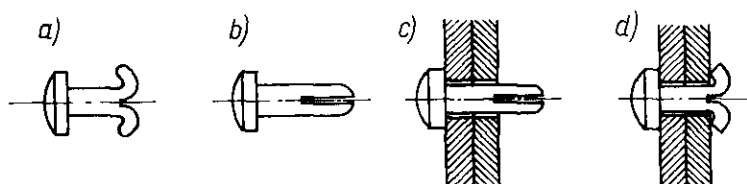
Proces łączenia za pomocą tych nitów przebiega następująco: łeb nitu jest dociskany od zewnętrznej (dostępnej) strony połączenia, a zakuwka jest wytwarzana od niedostępnej strony za pomocą specjalnych zakuwników wprowadzanych i wyjmowanych przez otwór w nicie.

Nity zamykane jednostronnie są przeważnie projektowane przez poszczególne zakłady na ich własny użytek, a cechy tych nitów zależą od rodzaju wykonywanych połączeń oraz od warunków techniczno-montażowych.

Jednostronne zamykanie nitów jest dość kosztowne, gdyż wymaga specjalnego oprzyrządowania; z kolei jednak oprzyrządowanie takie umożliwia zwiększenie wydajności nitowania.

Inna metoda jednostronnego zamykania nitów jest związana z zastosowaniem nitów wykonanych ze stopów z pamięcią kształtu, np.

Cu-Zn-Al zawierającego ok. 14,5% Zn i 8,5% Al (por. rozdz. 1.6). Po odgięciu końcówek (odpowiednio do grubości łączonych elementów) nit hartuje się (rys. 2.12a), powodując powstanie struktury martenzytycznej. Odkształcenie plastyczne (wyprostowanie końcówek — rys. 2.12b) powoduje tylko reorientację martenzytu. Po włożeniu w otwór (rys. 2.12c) nit jest podgrzewany, co przywraca pierwotne położenie jego końcówek (rys. 2.12d).



Rys. 2.12. Nitowanie z użyciem nitów wykonanych ze stopów z pamięcią kształtu

Dokładniejsze informacje o procesie nitowania opisanymi nitami można znaleźć m.in. w książce *Metale z pamięcią kształtu* Z. Bojarskiego, H. Morawca, PWN 1989 r.

3. Połączenia spajane

3.1. Połączenia spawane

3.1.1. Charakterystyka i zastosowanie połączeń spawanych

Połączenia spajane należą do połączeń nierozłącznych, bezpośrednich. W zależności od metody spajania łączenie elementów odbywa się przez kohezję (spójność międzycząsteczkową) lub przez dyfuzję (przenikanie cząsteczek). Podstawowy podział metod spajania i ich cechy charakterystyczne ujęto w tablicy 3.1.

Tablica 3.1

Podział i cechy charakterystyczne połączeń spajanych

Cecha	Spajanie			
	spawanie	zgrzewanie	lutowanie	klejenie
Temperatura elementów w miejscu łączenia	powyżej temp. topnienia (nadtopienie)	≈ temp. topnienia (z nadtopieniem lub bez nadtopienia)	≈ temp. otoczenia lub temp. lutu	≈ temp. otoczenia
Rodzaj materiału dodatkowego	metal o składzie zbliżonym do rodzimego (rzadko — bez materiału dodatkowego)	nie występuje	metal o temp. topnienia niższej (w stosunku do materiału rodzimego)	kleje
Stan materiału dodatkowego podczas procesu spajania	pow. temp. topnienia	—	pow. temp. topnienia	zależnie od rodzaju kleju
Docisk części łączonych	bez docisku	z dociskiem	najczęściej bez docisku	zależnie od rodzaju kleju i technologii procesu klejenia.

Wykonywanie połączeń spajanych z użyciem odpowiedniej metody umożliwia łączenie wszystkich metali i ich stopów, metali z materiałami niemetalowymi, a także różnych materiałów niemetalowych.

Sposoby spawania. Połączenie spawane powstaje w wyniku nadtopienia brzegów łączonych części i wprowadzenia stopionego metalu dodatkowego (spoiwa) w miejsce łączenia; materiały te po ostygnięciu tworzą spoinę,

wiązącą części w jedną całość. Spoiwem jest drut spawalniczy lub specjalne elektrody topliwe. Prawidłowe wykonanie spoiny polega na tym, aby w wyniku kohezji nastąpiło zmieszanie stopionych materiałów na głębokość od 1,5 do 3 mm (rys. 3.1), co zapewnia uzyskanie trwałego połączenia o odpowiedniej wytrzymałości.



Rys. 3.1. Obszar wtopienia spoiny [4]

Do spawania potrzebne jest skupione źródło ciepła o dużym natężeniu, umożliwiające uzyskanie wysokiej temperatury niezbędnej do szybkiego stopienia metalu. W zależności od źródła ciepła rozróżnia się spawanie:

- gazowe (np. acetylenowo-tlenowe), stosowane przeważnie do łączenia cienkich blach stalowych,
- łukowe, najczęściej stosowane, m.in. ze względu na szybkie nagrzewanie części, obejmujące mniejszą powierzchnię niż przy spawaniu gazowym; źródłem ciepła w tej metodzie jest łuk elektryczny (o temperaturze w środku łuku ok. 4000°C), powstający między elektrodą i łączonym elementem.

Wśród nowszych metod spawania należy wymienić:

- spawanie atomowe, umożliwiające łączenie części ze stali wysokostopowych, żaroodpornych itp. oraz napawanie części stopami twardymi (np. uszkodzonych narzędzi skrawających),
- spawanie plazmowe, które może być stosowane zarówno do łączenia części grubości $5 \div 20$ mm bez przygotowania brzegów, jak i do łączenia bardzo cienkich elementów (np. folii od 0,01 mm),
- spawanie elektronowe, umożliwiające łączenie materiałów o różnych właściwościach (np. aluminium ze srebrem, miedzi ze stalą itp.) i o różnych grubościach (od 0,05 do 100 mm),
- spawanie laserowe,
- spawanie tworzyw termoplastycznych w strumieniu gorącego powietrza.

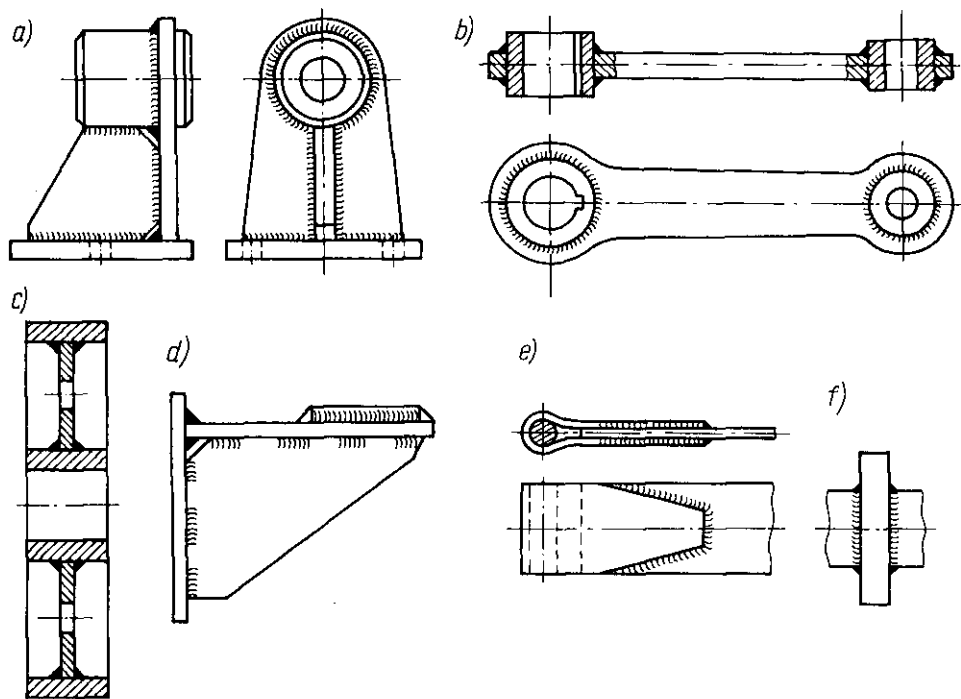
Zasady spawania wymienionymi metodami są podane w podręcznikach specjalistycznych wydawanych przez WSiP (np. *Ślusarstwo i spawalnictwo* J. Hillara i S. Jarmoszuka, *Spawanie gazowe i elektryczne* L. Mistura) oraz w poradnikach technicznych.

Zastosowanie połączeń spawanych. Spawane konstrukcje elementów maszyn są najbardziej popularne wśród połączeń nierozłącznych, ponieważ są tanie, proste i umożliwiają osiągnięcie znacznych oszczędności w porównaniu z innymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi. Połączenia spawane zastępują elementy o dużych gabarytach, których odlewanie lub kucie jest kłopotliwe ze względów technologicznych. W stosunku do odlewów żeliw-

nych uzyskuje się zmniejszenie ciężaru konstrukcji nawet do 50%, m.in. dzięki zastosowaniu cieńszych ścianek, materiałów o wyższej wytrzymałości, mniejszych nadatków na obróbkę itp.

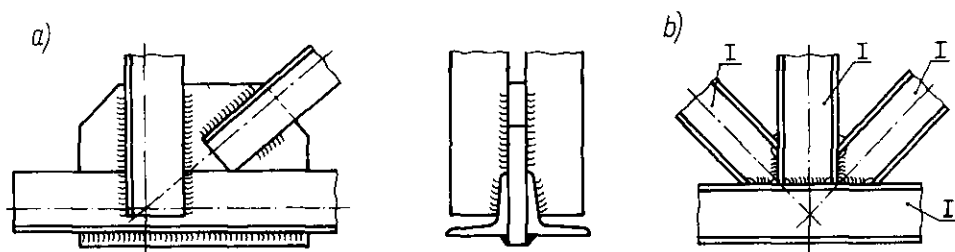
W porównaniu z konstrukcjami nitowanymi oszczędności materiałowe wynoszą do 20%. W obu przypadkach dalsze oszczędności uzyskuje się na robociznie. Ponadto spawanie jest procesem o małej pracochłonności, umożliwiającym łączenie części wykonanych różnymi metodami (np. odkuwek, części walcowanych, tłoczonych itp.), a także łączenie ścianek różnej grubości. Ponadto niektóre zalety spawania powodują stały wzrost liczby konstrukcji spawanych.

Na rysunku 3.2 przedstawiono przykłady wykorzystania połączeń spawanych w konstrukcjach elementów maszyn. Zastosowanie spawanych węzłów

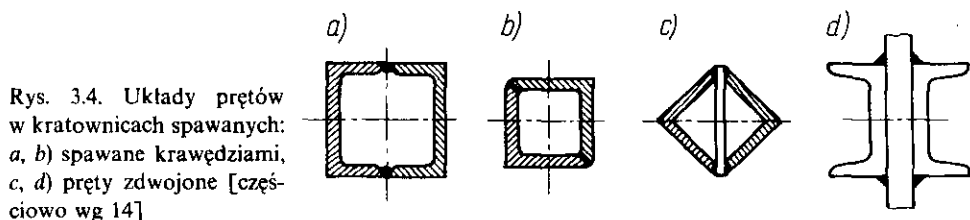


Rys. 3.2. Połączenie spawane: a) kadłub łożyska, b) korbówód, c) koło pasowe, d) wspornik, e) oczko taśmy hamulcowej, f) tarcza spawana z wałem [4, 14]

kratownic umożliwia zmniejszenie węzłówki (rys. 3.3a), a nawet jej zlikwidowanie (rys. 3.3b) przez wykonanie połączeń stykowych. W kratownicach stosuje się często spawanie kształtowników krawędziami (rys. 3.4a, b) lub prętów zdwojonych (rys. 3.4c, d). Uzyskuje się w ten sposób nowe kształtowniki o dużej sztywności i wytrzymałości, szczególnie korzystne w przypadku ściskania prętów smukłych, narażonych na wyboczenie.



Rys. 3.3. Spawane węzły kratownic: a) z blachą węzłową, b) połączenie stykowe



Rys. 3.4. Układy prętów w kratownicach spawanych: a, b) spawane krawędziami, c, d) pręty zdwojone [częściowo wg 14]

Konstrukcje spawane wypierają również nitowane blachownice i zbiorniki ciśnieniowe, niektóre odlewane korpusy obrabiarek itd.

3.1.2. Rodzaje spoin i ich oznaczanie

W zależności od przeznaczenia połączeń spawanych rozróżnia się następujące rodzaje spoin:

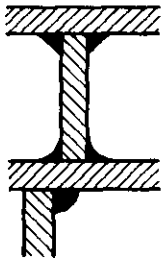
- nośne (mocne), przenoszące duże obciążenia;
- szczelne, zapewniające szczelność połączenia, a w przypadku zbiorników ciśnieniowych — także przenoszenie obciążeń;
- łączne (szepne), stosowane do łączenia elementów konstrukcyjnych nieznacznie obciążonych, a także do wstępnego mocowania części spawanych w połączeniach mocnych i szczelnych.

Uzyskanie połączeń mocnych lub szczelnych zależy w dużej mierze od jakości wykonania spoin. W przypadku specjalnych wymagań dotyczących jakości spoin (np. przy spawaniu rurociągów) wykonuje się odpowiednie badania kontrolne nieniszczące, np. radiograficzne, falami ultradźwiękowymi itp.

Ze względu na kształt spoin oraz ich położenie w stosunku do łączonych części rozróżnia się spoiny czołowe i pachwinowe oraz rzadziej stosowane: otworowe, punktowe i brzeżne (tabl. 3.2).

Spoiny czołowe stosuje się do łączenia stykowego blach, prętów, kształtowników, rur itp. Rodzaj spoiny (I, V, Y, U itd.) dobiera się w zależności od charakteru obciążenia, grubości blach oraz innych wymagań konstrukcyjno-technologicznych. Przy spawaniu czołowym jest wymagane odpowiednie przygotowanie krawędzi elementów. Wymiary ukosowań zależą

Rodzaje spoin (wg PN-EN 22553:1997)

Spoina	Znak spoiny	Przekrój spoiny	Spoina	Znak spoiny	Przekrój spoiny
I	II		brzeżna	JL	
Czołowa jednostronna	V		pachwinowa	ptaska	
	$\frac{1}{2}V$			wklęsła	
	Y			wypukła	
	$\frac{1}{2}Y$		otworowa	podłużna x)	
	U			okrągła x)	
	$\frac{1}{2}U$		punktowa	O	

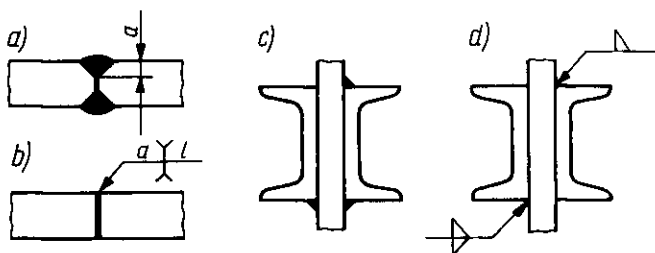
x) Wg PN – przy tym samym znaku spoiny zróżnicowanie obu spoin następuje przez ich widok na rysunku i wymiarowanie

od grubości blach oraz od metody spawania i są ujęte w normach (m.in. PN-75/M-69014, PN-73/M-69015).

Przy spawaniu czołowym grubszych blach są również stosowane złącza spawane dwustronne (rys. 3.5a). Na rysunkach złączy dwustronnych symetrycznych, rysowanych w II stopniu uproszczenia, znaki spoin łączy się w jeden znak (rys. 3.5b).

Spoiny pachwinowe stosuje się do zakładkowego i nakładkowego łączenia blach, do łączenia części ustawionych pod kątem itp. Spoiny pachwinowe dzieli się na płaskie, wklęsłe i wypukłe. Do połączeń mocnych najczęściej stosuje się spoiny płaskie, natomiast do połączeń złącznych — spoiny wklęsłe. Stosunkowo rzadko są stosowane spoiny wypukłe, m.in. ze względu na zwiększone zużycie elektrod. W przypadku symetrycznego roz-

Rys. 3.5. Spoiny dwustronne: a, c) w I stopniu uproszczenia, b, d) w II stopniu uproszczenia



mieszczenia spoin pachwinowych (np. w węzłach kratownic) oznacza się je w sposób podany na rys. 3.5c, d.

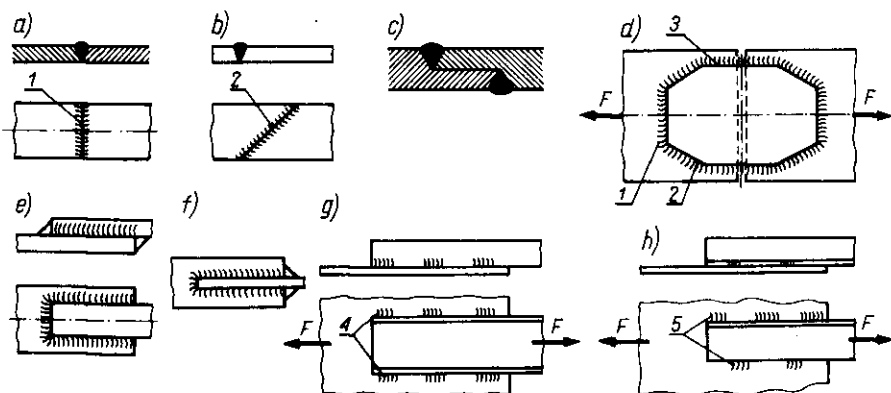
Do łączenia cienkich blach stosuje się spoiny brzeżne, powstające przez stopienie odwiniętych krawędzi blach, bez użycia dodatkowego metalu.

Spoiny otworowe i punktowe wykonuje się przeważnie w celu wzmocnienia spoin pachwinowych przy łączeniu szerokich elementów. Ich wykonanie jest dość kosztowne, dlatego są stosowane rzadko.

Zasady rysowania połączeń spawanych na rysunkach części maszyn oraz oznaczania i wymiarowania spoin są podane w normach PN-EN 22553:1997 i PN-EN 24063:1993.

Szwy spawane. W zależności od układu spoin względem osi części spawanych oraz kierunku działania sił obciążających dane złącze rozróżnia się szwy spawane wzdłużne, poprzeczne i skośne. Na rysunkach 3.6a ÷ h pokazano najczęściej stosowane rodzaje szwów i połączeń spawanych, w tym m.in.:

- połączenie „na zamek” (rys. 3.6c), stosowane przy łączeniu grubszych blach dla zwiększenia sztywności połączenia;



Rys. 3.6. Rodzaje szwów i połączeń spawanych: a, b, c) połączenia czołowe, d ÷ h) połączenia pachwinowe; rodzaje szwów: 1-poprzeczny, 2-skośny, 3-wzdłużny, 4-przerywany, 5-przerywany przestawny [częściowo 14]

- szew dookołny (rys. 3.6d), występujący w połączeniach nakładkowych;
- połączenia kątowe wpuszczane (rys. 3.6f), zapewniające współosiowość obu części i zmniejszenie długości spoin;

- połączenie ze szwami przerywanymi (rys. 3.6g, h), stosowanymi w celu równomiernego rozmieszczenia spoin i zmniejszenia naprężeń spawalniczych.

3.1.3. Technologiczność konstrukcji elementów spawanych

Projektowanie elementów spawanych wymaga uwzględnienia wielu różnych czynników decydujących o prawidłowości konstrukcji, wśród których należy wymienić:

- dobór odpowiednich materiałów,
- odpowiednie ukształtowanie i rozmieszczenie spoin, zapobiegające odkształceniom i naprężeniom spawalniczym,
- przyjmowanie takich kształtów konstrukcji, aby można było stosować gotowe pręty i kształtowniki bez dodatkowej obróbki.

Spawalność metali i ich stopów. Spawalnością nazywa się zespół cech materiałowych, dzięki którym uzyskuje się spoiny o dobrych właściwościach. Spośród stopów żelaza najłatwiej spawa się stale niskowęglowe o zawartości do 0,25% C (zwłaszcza St0S ÷ S4S). W miarę wzrostu zawartości węgla w stali występują w okolicach spoiny pęknięcia. Do materiałów trudno spawalnych zalicza się stale wysokostopowe, żeliwo szare, stopy miedzi i aluminium.

Odształcenia i wady spawalnicze. Odształceniem spawalniczym nazywa się zmianę wymiarów i kształtu przedmiotu, wywołaną skurczem spoin. Nierównomierny rozkład temperatury w częściach łączonych spoinami powoduje, że podczas stygnięcia spoin przedmioty odkształcają się (wyginają, skręcają itd.), a nawet mogą wystąpić pęknięcia w pobliżu spoiny. Odształcenia mogą wystąpić nawet po dłuższym czasie, np. dopiero po obróbce mechanicznej lub cieplnej wykonanych połączeń. Są one wynikiem naprężeń spawalniczych pozostających w przedmiotach spawanych po ostygnięciu — głównie na skutek ich sumowania z naprężeniami roboczymi, powstającymi pod wpływem obciążeń.

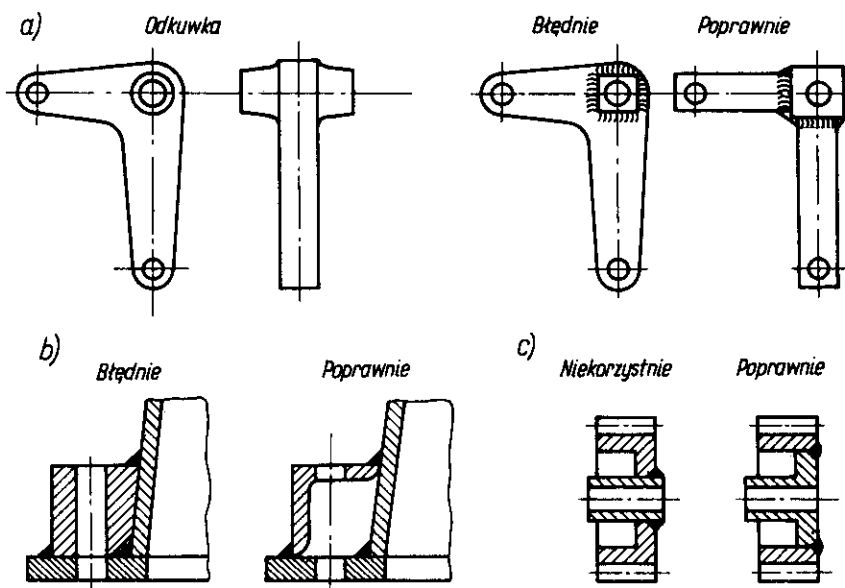
W celu uniknięcia odkształceń i naprężeń spawalniczych należy m.in.:

- w miarę możliwości stosować połączenia czołowe;
- stosować symetryczne rozmieszczenie spoin (wg rys. 3.6e, f, g);
- unikać krzyżowania spoin (rys. 1.13b);
- unikać zbyt długich szwów ciągłych (rys. 3.6g, h);
- ograniczać liczbę i wymiary spoin do niezbędnego minimum (np. ściśle wg obliczeń wytrzymałościowych);
- nie umieszczać spoin w pobliżu miejsc, gdzie występuje spiętrzenie naprężeń (otworów, zmiennych przekrojów itd.).

Podczas spawania mogą występować również wady wynikające z niewłaściwego przebiegu procesu spawania, np. niepełne wtopienie spoiny (przy nagrzaniu brzegów materiału poniżej temperatury topnienia), pory

gazowe, pęknięcia wewnątrz spoiny itd. Wykonanie spoin bez wad zależy przede wszystkim od kwalifikacji spawaczy.

Technologiczność konstrukcji spawanych. Przy projektowaniu konstrukcji spawanych należy unikać odtwarzania kształtów części wykonanych innymi metodami (odlewow, odkuwek itd.), natomiast należy dążyć do maksymalnego wykorzystania półfabrykatów — blach, prętów lub kształtowników. Na rysunku 3.7a pokazano odkawkę, przedmiot spawany błędnie skonstruowany (o kształtach naśladowujących odkawkę), wymagający obróbki kształtu zewnętrznego, oraz rozwiązanie poprawne: konstrukcję spawaną z prętów płaskich (płaskowników). Naśladowanie kształtu odlewu lub wykorzystanie kątownika i otrzymywanie lżejszej konstrukcji (również bardziej poprawnej ze względów spawalniczych) zilustrowano na rys. 3.7b.



Rys. 3.7. Przykłady błędnych i poprawnych konstrukcji elementów spawanych [3]

Dobór kształtu części spawanych może wynikać także z warunków wytrzymałościowych, np. zastosowanie w kole zębatym spawanym tulei o większej średnicy (rys. 3.7c) powoduje zwiększenie zużycia materiału, ale umożliwia zmniejszenie obciążenia spoiny, ponieważ na większym promieniu działa na nią mniejsza siła obwodowa.

3.1.4. Zasady obliczania połączeń spawanych

Obliczanie wytrzymałościowe połączeń spawanych polega na obliczaniu wytrzymałości spoiny, będącej najsłabszym miejscem połączenia. Mniejsza wytrzymałość spoiny w stosunku do wytrzymałości materiału części łączonych jest spowodowana przede wszystkim:

- nieciągłością struktury (w miejscu przejścia ze struktury materiału walcowanego lub kutego w strukturę laną spoiny — o mniejszej wytrzymałości);
- występowaniem w spoinie naprężeń spawalniczych, sumujących się z naprężeniami wywołanymi obciążeniem zewnętrznym.

Naprężenie dopuszczalne. Mniejszą wytrzymałość spoin uwzględnia się w obliczeniach przez obniżenie wartości naprężeń dopuszczalnych, przyjmowanych dla materiału części łączonych. Przy obciążeniach statycznych i zmęczeniowych wyznacza się naprężenia dopuszczalne wg zależności

$$k' = z \cdot k \quad (3.1)$$

w której:

k — naprężenia dopuszczalne dla materiału części łączonych (np. k_r , k_{rj} , k_t , k_{go}),

k' — naprężenia dopuszczalne dla spoiny (odpowiednio: k'_r , k'_{rj} , k'_t , k'_{go} itd.),

z — współczynnik wytrzymałości spoiny (tabl. 3.3).

Tablica 3.3

Orientacyjne wartości współczynnika wytrzymałości spoin z

Spoiny	Rodzaj obciążenia	z	Przykład zastosowania
czołowa	rozciąganie ściskanie zginanie ściananie	0,8	$k'_{rj} = 0,8 k_{rj}$
		1,0	$k'_c = k_c$
		0,9	$k'_g = 0,9 k_g$
		0,65	$k'_i = 0,65 k_i$
pachwinowa	wszystkie rodzaje obciążeń	0,65	$k'_i = 0,65 k_i$

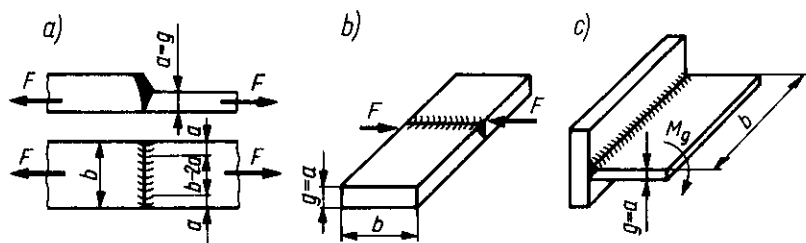
Wartości współczynnika z oraz zależność 3.1 stosuje się do obliczeń przybliżonych. Przy bardzo dokładnych obliczeniach spoin wartość przyjmowanego współczynnika z uzależnia się od wielu innych czynników, w tym od:

- rodzaju spoiny (I, V, U itd.),
- wytrzymałości materiału (im wyższa wartość R_m , tym mniejsza wartość współczynnika z),
- rodzaju obciążenia (statyczne, dynamiczne) i warunków pracy połączenia, szczegółowo omówionych w normie PN-90/B-03200, dotyczącej konstrukcji stalowych stosowanych w budownictwie,
- sposobu kontrolowania jakości spoiny.

Uwzględnianie wymienionych czynników przy wyznaczaniu naprężeń dopuszczalnych wymaga dokładnych informacji o konstrukcji, stosowanych spoinach oraz o warunkach pracy połączenia. W projektowaniu bardziej

odpowiedzialnych konstrukcji należy korzystać ze szczegółowych tablic współczynników z, zawartych w literaturze przedmiotu np. [3].

Spoiny czołowe. W zależności od rodzaju obciążenia spoiny czołowe oblicza się:



Rys. 3.8. Wymiary spoin czołowych [częściowo 14]

— na rozciąganie (rys. 3.8a) lub ściskanie:

$$\sigma_r = \frac{F}{S} \leq k'_r \quad \text{lub} \quad \sigma_c = \frac{F}{S} \leq k'_c \quad (3.2)$$

— na ścinanie (rys. 3.8b):

$$\tau_t = \frac{F}{S} \leq k'_t \quad (3.3)$$

— na zginanie (rys. 3.8c)

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \leq k'_g \quad (3.4)$$

gdzie:

- $F(M_g)$ — siła (moment zginający),
- S — przekrój obliczeniowy spoiny ($S = a \cdot l$),
- W_x — wskaźnik wytrzymałości przekroju spoiny względem osi x

$$\left(W_x = \frac{l \cdot a^2}{6} \approx \frac{b \cdot g^2}{6} \right),$$

$k'_r(k'_c, k'_t, k'_g)$ — odpowiednie naprężenia dopuszczalne dla spoin.

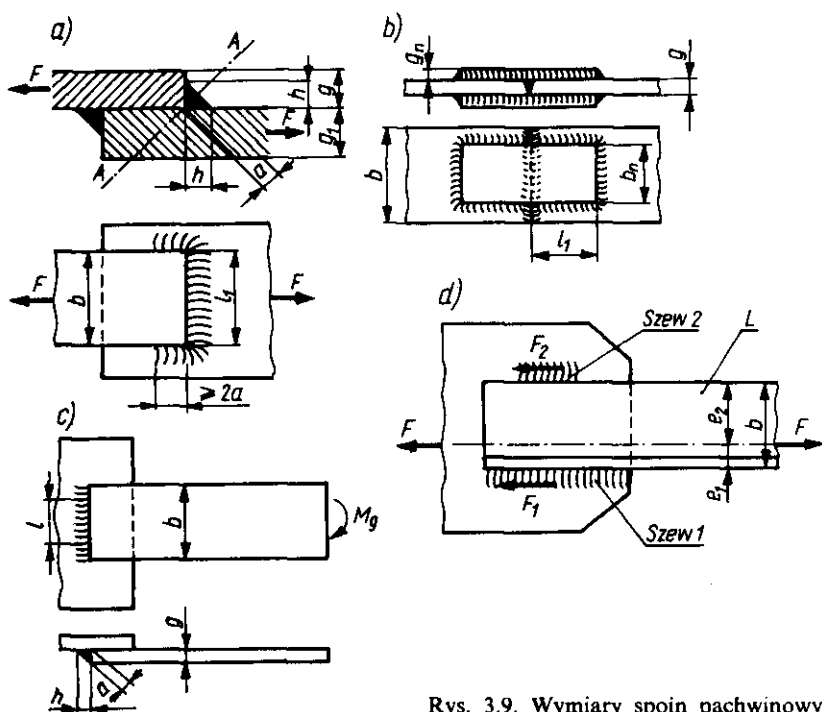
Wymiary spoin czołowych przyjmuje się równe przekrojowi geometrycznemu części spawanej o mniejszym przekroju, czyli wg rys. 3.8: $a = g$, $b = l$.

Początek i koniec długości spoiny, czyli tzw. krater, są najsłabszymi miejscami w spoinie, zatem uwzględniając długość dwóch kraterów, przyjmuje się rzeczywistą długość spoiny: $l_{rz} = b = l + 2a$ lub $l = b - 2a$ (np. wg rys. 3.8a). Gdy konieczne jest pełne wykorzystanie wytrzymałości spoiny czołowej, stosuje się wyprowadzenie spoiny na podkładki (przyspawane płytki, na których zaczyna się i kończy spoinę); płytki te odcina się po wykonaniu spoiny. W tym przypadku przyjmuje się $l = b$.

Spoiny pachwinowe. W spoinach pachwinowych występuje w rzeczywi-

stości złożony stan naprężeń, pomijany w obliczeniach uproszczonych. Zwyczajnie spoiny pachwinowe oblicza się umownie na ścinanie w najmniejszym przekroju spoiny $A - A$ (rys. 3.9a). W przypadku obciążeń rozciągających, ściskających i ścinających stosuje się wzór

$$\tau = \frac{F}{S} \leq k'_i \quad (3.5)$$



Rys. 3.9. Wymiary spoin pachwinowych [wg 14]

Obliczeniową grubość spoiny a (rys. 3.9a) przyjmuje się w zależności od wysokości spoiny h

$$a = h \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7h \quad (3.6)$$

W połączeniach, gdzie $h = g$, przyjmuje się $a \approx 0,7g$, przy czym grubość spoiny a zaokrągla się do całych milimetrów (z niedomiarem). Należy również zachować warunek: $3 \text{ mm} \leq a < 15 \text{ mm}$.

Za długość obliczeniową spoiny przyjmuje się całkowitą długość spoin, przenoszącą obciążenie, np. wg rys. 3.9a: $l = 2l_1$, wg rys. 3.9b: $l = 2(2l_1 + b_n)$ itd. W spoinach pachwinowych na jeden krater przyjmuje się $1,5a$, stąd długość rzeczywista spoiny wynosi $l_{rz} = l + 3a$. W połączeniach, w których występują tylko szwy wzdłużne lub tylko poprzeczne, można przeciągnąć szwy poza naroża (gdy jest to możliwe konstrukcyjnie) na długość $\geq 2a$, pomijając tę długość przy obliczeniach (np. rys. 3.9a).

Zaleca się, aby długość spoin nośnych w szwach wzdłużnych wynosiła $10a \leq l \leq 60a$ przy $l_{min} = 40$ mm.

Według PN-EN 22553:1997 i PN-EN 24063:1993 na rysunkach podaje się długość spoin bez kraterów końcowych, w związku z tym ustalanie długości rzeczywistej l_{rz} jest konieczne tylko w przypadku, gdy długość spoiny wraz z kraterami wpływa decydująco na wymiary elementów spawanych.

W połączeniach nakładkowych (rys. 3.9b) przekrój nakładek ustala się przy założeniu równej wytrzymałości wszystkich elementów połączenia. Gdy w połączeniu stosuje się tylko spoinę pachwinową, należy przyjmować $g_n \geq 0,6g$ przy nakładkach dwustronnych oraz $g_n \geq 1,1g$ — przy jednostronnych. Jeżeli pasy są połączone spoiną czołową i jednocześnie stosuje się nakładki połączone spoiną pachwinową, wówczas $g_n = (0,3 \div 0,5)g$ przy nakładkach dwustronnych i $g_n = (0,7 \div 1)g$ — przy jednostronnych.

Gdy spoina pachwinowa jest obciążona momentem zginającym (rys. 3.9c), jej wytrzymałość obliczamy umownie w zależności

$$\tau = \frac{M_g}{W_x} \leq k'_t \quad (3.7)$$

gdzie W_x — wskaźnik wytrzymałości przekroju spoiny

$$W_x = \frac{a \cdot l^2}{6} = \frac{0,7h \cdot b^2}{6}$$

Odrębny przypadek stanowią połączenia spawane, w których spoiny muszą być wykonane niesymetrycznie względem linii działania siły odpowiadającej linii środków ciężkości spawanej (np. kątownika). Zakłada się wówczas, że w spoinach leżących po obu stronach linii działania siły powinny być jednakowe naprężenia. Na podstawie warunków równowagi momentów sił działających na obie spoiny (rys. 3.9d) można łatwo ustalić obciążenie poszczególnych szwów:

$$F_1 = F \cdot \frac{b - e_1}{b} = F \cdot \frac{e_2}{b} \text{ oraz } F_2 = F \cdot \frac{e_1}{b} \quad (3.8)$$

Jeżeli w obu spoinach zastosuje się jednakową grubość obliczeniową spoin $a_1 = a_2 = a$, wówczas długości szwów powinny być proporcjonalne do wartości sił F_1 i F_2 .

PRZYKŁAD 3.1. Dwa pasy blachy (stal St4S) o wymiarach przekroju poprzecznego 20×150 mm będą połączone spoiną czołową. Obliczyć wartość maksymalnej siły rozciągającej, działającej w cyklu odzerowo-tętniacym, jaką może przenieść połączenie.

Rozwiązanie

Z tablic 1.4 oraz 3.3 przyjmujemy:

- naprężenia dopuszczalne dla stali St4S — $k_{rj} = 70$ MPa,
- współczynnik wytrzymałości spoiny — $z = 0,8$.

Naprężenia dopuszczalne dla spoiny wynoszą

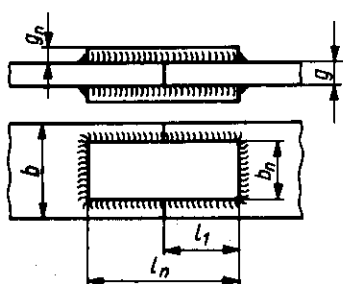
$$k'_{rj} = 0,8 \quad k_{rj} = 0,8 \cdot 70 = 56 \text{ MPa}$$

Przyjmujemy, że spoiny będą wyprowadzane na podkładki w celu maksymalnego wykorzystania nośności spoiny. Maksymalne obciążenie pasów obliczamy wg wzoru 3.2

$$F \leq S \cdot k_{rj} = 20 \cdot 150 \cdot 56 = 168\,000 \text{ N} = 168 \text{ kN}$$

Obciążenie pasów w połączeniu spawanym nie może przekroczyć wartości 168 kN.

PRZYKŁAD 3.2. Dwa pręty płaskie o wymiarach $12 \times 100 \text{ mm}$ będą obciążone stałą siłą rozciągającą $F = 140 \text{ kN}$ i połączone dwustronnymi nakładkami przyspawanymi spoiną pachwinową dookołą (rys. 3.10). Zakładając materiał prętów i nakładek: stal St3S, zaprojektować połączenie.



Rys. 3.10. Do przykładu 3.2

Rozwiązanie

Naprężenia dopuszczalne dla stali St3S (tabl. 1.4) wynoszą:

$k_r = 120 \text{ MPa}$. Sprawdzamy, czy pręt przeniesie dane obciążenie:

$$\sigma_r = \frac{F}{g \cdot b} = \frac{140\,000 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}} = 116,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 116,6 \text{ MPa}$$

$\sigma_r = 116,6 \text{ MPa} < k_r = 120 \text{ MPa}$, a więc wymiary pręta są dobrane prawidłowo.

Zakładamy szerokość nakładek $b_n = 80 \text{ mm}$ (ze względu na spoinę wzdłużną).

Obie nakładki powinny przenieść $F = 140 \text{ kN}$, stąd obciążenie każdej nakładki wynosi $F_1 = 0,5 F = 70 \text{ kN}$.

Obliczamy grubość nakładki g_n

$$g_n \geq \frac{F_1}{b_n \cdot k_r} = \frac{70 \text{ kN}}{80 \text{ mm} \cdot 120 \text{ MPa}} = \frac{70\,000 \text{ N}}{80 \text{ mm} \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \approx 7,29 \text{ mm}$$

W celu wykonania nakładek z pręta gotowego (bez obróbki skrawaniem) przyjmujemy $g_n = 8 \text{ mm}$ — zgodnie z PN-85/H-93210.

Zakładamy wysokość spoiny pachwinowej $h = 6 \text{ mm}$, stąd

$$a = 0,7h = 0,7 \cdot 6 = 4,2 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $a = 4 \text{ mm}$ (z niedomiarem, zgodnie z zaleceniami).

Przyjmując naprężenia dopuszczalne dla spoiny pachwinowej:

$k'_t \approx 0,65k_t = 0,65 \cdot 75 \approx 49 \text{ MPa}$, obliczamy długość spoiny łączącej jeden pręt z jedną nakładką

$$l \geq \frac{F}{a \cdot k'_t} = \frac{70\,000}{4 \cdot 49} \approx 357,2 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $l = 360 \text{ mm}$ (w spoinie dookołnej nie uwzględniamy kraterów)
Wg rys. 3.10: $l = b_n + 2l_1$, stąd

$$l_1 = \frac{l - b_n}{2} = \frac{360 - 80}{2} = 140 \text{ mm}$$

Długość nakładek wynosi: $l_n = 2l_1 = 2 \cdot 140 = 280 \text{ mm}$.

3.2. Połączenia zgrzewane

Charakterystyka i sposoby zgrzewania. Zgrzewanie metali polega na powstawaniu na powierzchniach styku łączonych części wspólnych ziarn, będących wynikiem dyfuzji i reskrystalizacji sąsiadujących ziarn metalu. Skuteczność procesu zgrzewania zależy głównie od docisku, temperatury i czasu trwania procesu. Najczęściej części łączone są nagrzewane prawie do temperatury topnienia (do tzw. stanu ciastowości), a następnie dociskane.

W zależności od sposobu nagrzewania części łączonych rozróżnia się zgrzewanie:

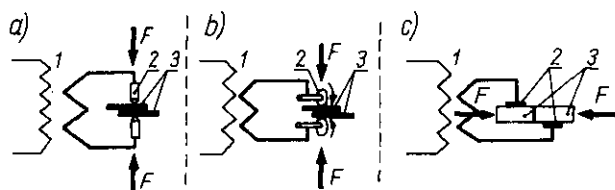
- gazowe (np. palnikiem acetylenowo-tlenowym);
- elektryczne: iskrowe lub oporowe (zwarciove);
- termitowe (spalanie mieszaniny tlenków metali i sproszkowanego aluminium), umożliwiające bardzo szybkie nagrzanie części;
- tarciove (ciepło wytwarza się przez tarcie powierzchni styku przy zastosowaniu odpowiedniego docisku).

Połączenie zgrzewane uzyskuje się również przez wywarcie dużego nacisku (na zimno) lub innymi metodami, stosując zgrzewanie zgmiotowe, wybuchowe lub ultradźwiękowe.

Do łączenia elementów maszyn najczęściej stosuje się zgrzewanie elektryczne. Podczas zgrzewania oporowego (rys. 3.11) przedmioty łączone są dociskane przez cały czas trwania procesu elektrodami — rys 3.11a, b (zgrze-

Rys. 3.11. Zgrzewanie oporowe:
a) punktowe, b) liniowe, c) czołowe

1 — transformator, 2 — elektrody,
3 — części łączone [20]



wanie punktowe i liniowe) lub bezpośrednio — rys. 3.11c (zgrzewanie czołowe); w tym przypadku elektrody są wykonane np. w postaci obejm zaciskanych na zgrzewanych elementach. Docisk części utrzymuje się jeszcze przez krótki czas po wyłączeniu prądu.

Podczas zgrzewania iskrowego (czołowego) po włączeniu prądu przedmioty są zbliżane do siebie. W tworzonej szczelinie powstaje łuk elektryczny, w którym topią się powierzchnie styku. Po nagraniu całej powierzchni łączonych części przerywa się dopływ prądu i dopiero wówczas wywiera się silny docisk części aż do ich zgrzania. Zgrzewanie iskrowe stosuje się do łączenia części o nierównych (lub niedokładnie oczyszczonych) powierzchniach styku.

Zgrzewanie elektryczne wykonuje się na specjalnych maszynach (zgrzewarkach), dostosowanych do rodzaju zgrzewania i materiału łączonych części. Do zgrzewania metali o małej oporności (Al, Cu i ich stopy) niezbędne są nowoczesne zgrzewarki automatyczne, w których zarówno czas przepływu prądu i trwania nacisku, jak i wartości natężenia prądu i siły nacisku są sterowane bardzo precyzyjnie przez układy elektroniczne.

Materiały zgrzewane. Najłatwiej zgrzewa się metale o jednakowym lub zbliżonym składzie chemicznym, np. stale węglowe oraz stale węglowe ze stalami stopowymi lub narzędziowymi itp. Zgrzewanie w stanie plastycznym stopów o różnych składach chemicznych jest możliwe tylko wtedy, gdy tworzą one ze sobą roztwory stałe lub wchodzą w związki chemiczne. Przy odpowiednim prowadzeniu procesu zgrzewania możliwe jest więc zgrzewanie różnych metali, tworzyw termoplastycznych (np. polietylenu), a nawet metali i materiałów niemetalowych, np. stopów aluminium ze szkłem (za pomocą ultradźwięków).

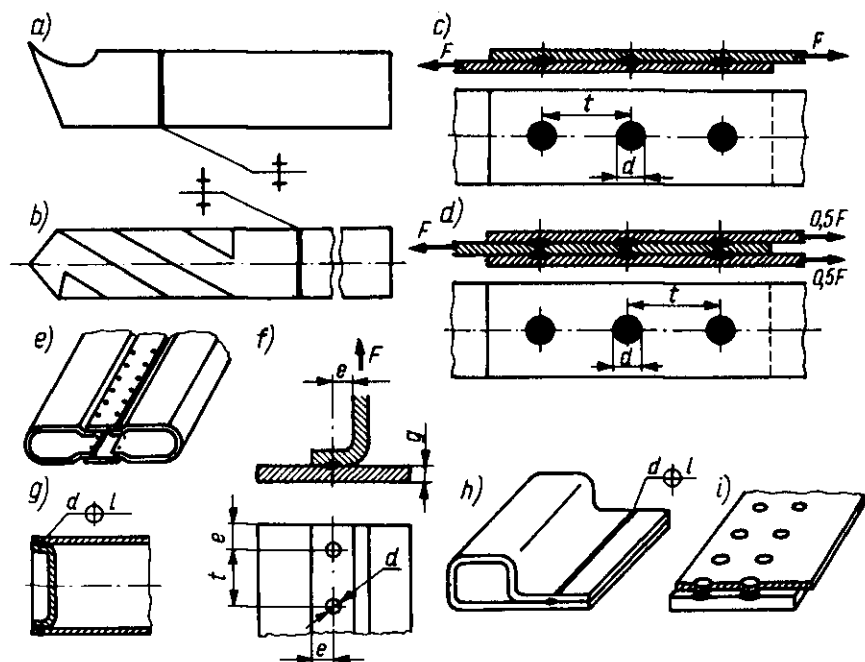
Rodzaje i zastosowanie połączeń zgrzewanych. Do podstawowych rodzajów zgrzewania zalicza się zgrzewanie czołowe, punktowe, liniowe i garbowe.

Zgrzewanie czołowe stosuje się do łączenia prętów, odkuwek i innych elementów, w których zgrzeina obejmuje całe pole powierzchni styku. Tą metodą można wykonywać np. narzędzia skrawające: noże tokarskie (rys. 3.12a) lub wiertła do głębokich otworów (rys. 3.12b), łącząc część skrawającą narzędzia ze stali narzędziowej z trzonkiem ze stali węglowej.

Zgrzewanie punktowe jest najczęściej stosowane do łączenia cienkich blach (rys. 3.12c, d, e), blach z różnymi kształtownikami (rys. 3.12f) itp. Wprowadzenie nowoczesnych zgrzewarek automatycznych o wydajności do 200 zgrzein na minutę powoduje, że zgrzewanie punktowe jest stosowane głównie w produkcji wielkoseryjnej, m.in. w przemyśle samochodowym, kolejowym itp.

Elektrody stosowane w zgrzewaniu liniowym mają kształt krążków; obracają się one ruchem jednostajnym, co powoduje mechaniczny przesuw łączonych blach. Zgrzewanie liniowe umożliwia wykonywanie połączeń szczelnych z cienkich blach: rur ze szwem, pojemników (rys. 3.12g), a także połączeń kształtowych (rys. 3.12h), stosowanych w różnych dziedzinach przemysłu.

Zgrzewanie garbowe jest odmianą zgrzewania punktowego. Garby mają najczęściej kształt czaszy kulistej i służą m.in. do usztywnienia części wykonanych z cienkich blach. W zgrzewaniu garbowym elektrody płaskie



Rys. 3.12. Przykłady zastosowania zgrzein [częściowo wg 14, 16, 20].

(płytkowe) dociskają łączone części, powodując miejscowe nagrzanie blach (garbów) i uzyskanie zgrzein punktowych (rys. 3.12f). Garby powinny być na tyle sztywne, aby uległy tylko częściowemu zgnieceniu.

Wymiary zgrzein. Wymiary zgrzein punktowych przyjmuje się wg normy PN-74/M-69021, z której wyjątki są podane w tabl. 3.4. Rozstaw zgrzein punktowych jest uzależniony od odkształcalności cieplnej części łączonych, dostępu elektrod do punktu zgrzewanego, wpływu prądu przez zgrzeiny wcześniej wykonane itp.

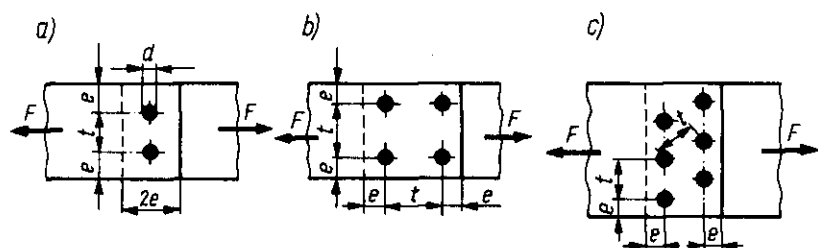
Tablica 3.4

Wymiary zgrzein (wg PN-74/M-69021)

Grubość blach zgrzewanych	mm	0,5	1	1,5	2	2,5	3
Średnica zgrzeiny równa średnicy roboczej elektrody		4	5	6	7	8	9
Przy różnej grubości blach średnicę elektrody dobiera się: — gdy stosunek $g_2/g_1 \leq 1,5$ — wg blachy cieńszej (o grubości g_1), — gdy $1,5 < g_2/g_1 \leq 3$ — różne średnice elektrod z obu stron, wg tabelki							

Zaleca się przyjmować (rys. 3.13):

- $t \geq 3d$ oraz $t \geq 60$ mm — przy łączeniu 2 ścianek,
- $t \geq 4d$ oraz $t \geq 80$ mm — przy łączeniu 3 ścianek,
- odległość środka zgrzein od krawędzi ścianek $e \geq 2d$.



Rys. 3.13. Rozmieszczenie zgrzein punktowych w złączach rozciąganych [wg PN]

Wymiary zgrzein czołowych są przeważnie równe wymiarom przekroju łączonych części. W zależności od mocy zgrzewarki można zgrzewać przedmioty o przekroju od 1 do 40 000 mm² ($\approx 1 \div 225$ mm) i większym.

Oznaczanie, zasady wymiarowania i uproszczenia rysunkowe połączeń zgrzewanych są podane w normach PN-EN 22553:1997 i PN-EN 24063:1993.

Wytrzymałość połączeń zgrzewanych. Obliczanie wytrzymałości połączeń zgrzewanych czołowo jest podobne do obliczania połączeń spawanych. Wartości naprężeń dopuszczalnych przyjmuje się wg zależności 3.1 ($k' = z \cdot k$), stosując następujące wartości współczynnika z :

$z = 0,7 \div 0,85$ (średnio 0,8) — przy zgrzewaniu oporowym (zwarciovym),

$z = 0,8 \div 0,95$ (średnio 0,9) — przy zgrzewaniu iskrowym.

Jeśli łączone materiały mają różniące się własności wytrzymałościowe, jako naprężenia dopuszczalne przyjmuje się naprężenia dla materiału słabszego.

Zgrzeiny punktowe oblicza się z warunku wytrzymałościowego na ścinanie, przyjmując umownie, że wszystkie zgrzeiny są obciążone jednakowo. Dla zgrzein ścinanych przyjmuje się:

$z = 0,35 \div 0,6$ — przy obciążeniach statycznych i grubości ścianek do 3 mm (większe wartości przy mniejszej grubości),

$z \approx 0,3$ — przy obciążeniach zmiennych, stosując najmniejszy dopuszczalny rozstaw zgrzein: $t = 2d$.

Dla zgrzein punktowych narażonych na oderwanie (rozciąganych) przyjmuje się $z = 0,1 \div 0,2$, ponieważ wykazują one minimalną wytrzymałość. W praktyce unika się takich połączeń, zmieniając ich konstrukcję tak, aby zgrzeiny były ścinane, a nie rozciągane, lub stosuje się inny rodzaj połączenia (np. spawanie).

Zgrzeiny liniowe oraz garbowe mogą być narażone tylko na ścinanie i oblicza się je dla takich samych wartości współczynnika z , jak zgrzeiny punktowe.

PRZYKŁAD 3.3. Zaprojektować połączenie zakładkowe pasów blachy ze stali St3S przy zastosowaniu zgrzein punktowych i obciążeniu złącza stałą siłą rozciągającą $F = 3000$ N.

Rozwiązanie

Z tablicy 1.4 przyjmujemy $k_r = 120$ MPa oraz $k_t = 75$ MPa. Obliczamy przekrój pasów

$$S = \frac{F}{k_r} = \frac{3000}{120} = 25 \text{ mm}^2$$

Przyjmujemy pasy blachy o wymiarach 1×25 mm.

Przyjmujemy $z = 0,6$ (ze względu na małą grubość blach) oraz z tabl. 3.4 — średnicę zgrzeiny $d = 5$ mm.

Wartość naprężeń dopuszczalnych dla zgrzein wynosi

$$k'_t = 0,6k_t = 0,6 \cdot 75 = 45 \text{ MPa}$$

Liczbę zgrzein obliczamy ze wzoru

$$n \geq \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot k'_t} = \frac{4 \cdot 3000}{3,14 \cdot 5^2 \cdot 45} \approx 3,4$$

Przyjmujemy 4 zgrzeiny.

3.3. Połączenia lutowane

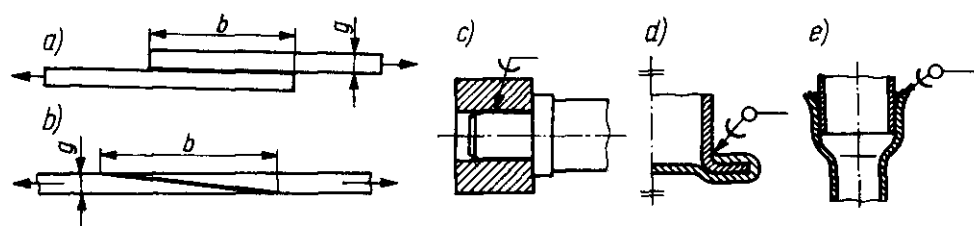
Charakterystyka i sposoby lutowania. Lutowanie polega na łączeniu metali, pozostających w stanie stałym, za pomocą roztopionego metalu dodatkowego (spoiwa), zwanego lutem. Luty są to materiały o niższej temperaturze topnienia od materiału części łączonych. Rozróżnia się luty miękkie o temperaturze topnienia poniżej 300°C i luty twarde o temperaturze topnienia powyżej 550°C . Roztopiony lut łączy się z materiałem części łączonych dzięki zjawisku kohezji (spójności międzycząsteczkowej) i nieznacznemu dyfundowaniu (przenikaniu) w głąb materiału rodzimego. Przy stosowaniu lutów twardych części łączone należy podgrzać do temperatury powyżej 500°C dla ułatwienia wykonania połączenia.

W celu umożliwienia równomiernego rozprowadzenia lutu na powierzchniach łączonych należy je starannie oczyścić i odtłuścić. W zależności od rodzaju lutu stosuje się różne topniki (kalafonia, boraks itd.), których zadaniem jest m.in. ostateczne oczyszczenie powierzchni z tlenków.

Lutowanie lutami miękkimi (potocznie — lutowanie miękkie) wykonuje się z użyciem lutownicy, palnika gazowego, przez zanurzenie części w roztopionym lucie itp. Do lutowania lutami twardymi (lutowanie twarde) części łączone nagrzewa się prądem elektrycznym, palnikami gazowymi, w piecach itd.

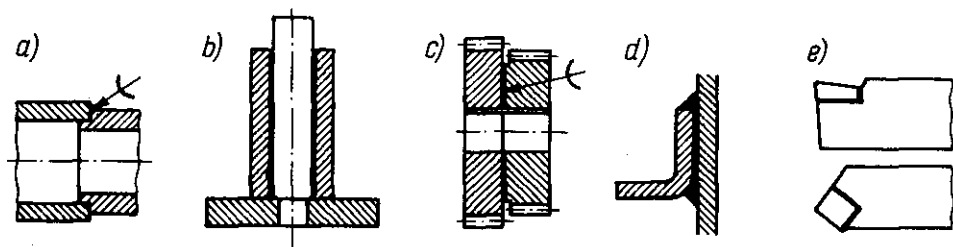
Zastosowanie połączeń lutowanych. Za pomocą lutowania można łączyć prawie wszystkie metale w różnych kombinacjach, elementy metalowe z ceramicznymi itd. Dobór lutu zależy głównie od materiałów części łączonych, warunków pracy połączenia, wymaganej wytrzymałości lutowiny itd.

Lutowanie miękkie stosuje się do połączeń obciążonych niewielkimi siłami, w celu otrzymania połączeń szczelnych (rys. 3.14) oraz w szerokim zakresie — w elektrotechnice.



Rys. 3.14 Połączenia lutowane lutami miękkimi [częściowo 14, 16]

Lutowanie twarde umożliwia łączenie blach, kształtowników, części mechanizmów, elementów narzędzi skrawających itd. (rys. 3.15).



Rys. 3.15. Połączenia lutowane lutami twardymi [częściowo wg 16, 18]

W produkcji seryjnej i masowej lutowanie skutecznie konkuruje z innymi metodami łączenia, ponieważ proces ten jest łatwy do zmechanizowania i zautomatyzowania.

Wytrzymałość połączeń lutowanych. Ze względu na dyfuzję lutu z metalem łączonym wytrzymałość lutowiny jest większa niż wytrzymałość samego lutu. Zaleca się, aby grubość warstwy lutu wynosiła $0,1 \div 0,2$ mm dla lutów miękkich, a $0,01 \div 0,1$ mm — dla lutów twardych; przy zachowaniu tego warunku uzyskuje się największą wytrzymałość połączenia.

Lutowina może przenosić tylko obciążenia ścinające, natomiast jej wytrzymałość na rozciąganie i zginanie jest niewielka. Wymaga to odpowiedniego ukształtowania połączenia w celu odciążenia lutowiny od sił wywołujących inne naprężenia niż ścinające. Przy obliczaniu wytrzymałości połączeń lutowanych wartość naprężeń dopuszczalnych ustala się na podstawie wytrzymałości lutu na ścinanie R_t , przyjmując współczynnik bezpieczeństwa: $x_m = 3$ dla obciążeń stałych oraz $x_m = 5$ dla obciążeń zmiennych.

W połączeniach zakładkowych (rys. 3.14a, b) lub czopowych (rys. 3.14c oraz 3.15b) możliwe jest spełnienie warunku jednakowej wytrzymałości lutowiny i łączonych materiałów: $S' \cdot k'_t \geq S \cdot k_t$, gdzie S' — pole powierzchni lutowiny.

Rodzaje lutów. Luty dzieli się na miękkie, twarde i szlachetne (srebrne). Luty miękkie są stopami cyny, antymonu i ołowiu o temperaturze topnienia $183 \div 300^{\circ}\text{C}$ (PN-76/M-69400 i M-69401). Stosuje się również luty niskotopliwe ($t_f = 70 \div 150^{\circ}\text{C}$), przeznaczone do łączenia materiałów o niskiej temperaturze topnienia lub elementów, które nie powinny się nagrzewać podczas lutowania. Luty twarde są stopami miedzi z cynkiem i innymi składnikami (PN-70/M-69413). Rozróżnia się luty twarde łatwo topliwe ($t_f = 550 \div 875^{\circ}\text{C}$), i trudno topliwe ($t_f = 875 \div 1100^{\circ}\text{C}$).

Luty srebrne (PN-80/M-69411) są stopami srebra, miedzi i cynku stosowanymi m.in. do połączeń pracujących w podwyższonych temperaturach, odpornych na korozję oraz w wyrobach precyzyjnych.

Lutospawanie. Jest to odmiana lutowania twardego, wykonywana w sposób podobny do spawania, ale bez nadtapiania materiałów części łączonych. Jako lut stosuje się elektrody lub drut spawalniczy z mosiądzu lub brązu. Lutospawanie jest stosowane do łączenia materiałów trudno spawalnych (żeliwo szare, brąz, stale wysokowęglowe) oraz dla uniknięcia naprężeń i odkształceń spawalniczych itp.

3.4. Połączenia klejone

Klejenie jest nowoczesną technologią łączenia elementów maszyn. Rozwój tej technologii jest związany z produkcją coraz to nowych klejów o znacznie lepszych właściwościach oraz z rozwojem badań wyjaśniających właściwości klejów i połączeń klejonych.

Proces klejenia metali polega na:

- oczyszczeniu powierzchni metodami chemicznymi lub mechanicznymi;
- dokładnym nałożeniu warstwy kleju (grubości ok. 0,1 mm) na powierzchnie klejone;
- utwardzeniu klejiny w odpowiedniej temperaturze z zachowaniem właściwego nacisku.

Sposób przygotowania powierzchni do klejenia zależy od rodzaju materiału, natomiast przebieg procesu klejenia — od rodzaju kleju.

Klejenie umożliwia łączenie prawie wszystkich materiałów, a więc metali z metalami i niemetalami (drewnem, gumą, tworzywami sztucznymi, szkłem itd.). W niektórych przypadkach klejenie jest praktycznie jedynym sposobem wykonania połączenia, np. w łączeniu bardzo cienkich ścianek lub w łączeniu elementów o bardzo dużej różnicy grubości.

Do podstawowych zalet połączeń klejonych zalicza się:

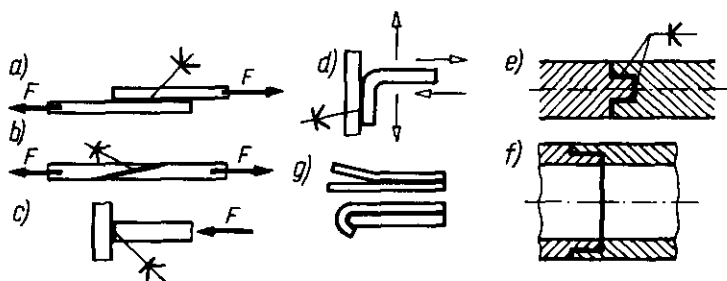
- wykorzystanie pełnej wytrzymałości materiałów łączonych, ponieważ warstwa kleju nie wywołuje naprężeń w materiale i nie osłabia części łączonych;
- uzyskanie zestawu elementów o nienaruszonej powierzchni (bez otworów);

- równomierne rozłożenie naprężeń na całej powierzchni złącza;
 - odporność połączeń na korozję;
 - zdolność tłumienia drgań itd.
- Ponadto klej może uszczelniać złącze, odgrywając rolę uszczelki.

Wśród wad połączeń klejonych należy wymienić:

- możliwość rozwarstwienia połączenia pod wpływem obciążeń;
- małą odporność klejów na zmiany temperatury;
- długi czas utwardzania większości klejów;
- spadek wytrzymałości połączenia z upływem czasu, spowodowany starzeniem się kleju itd.

Przykłady połączeń klejonych przedstawiono na rys. 3.16. Wśród połączeń zakładkowych pokazano skleiny najkorzystniejsze wytrzymałościowo (rys. 3.16a, b, e, f). Połączenia klejone czołowo nie powinny być stosowane, jeżeli jednak jest to konieczne, wówczas należy dążyć, aby skleina pracowała na ściskanie (rys. 3.16c) lub też zwiększyć przekrój skleiny np. przez zawinięcie brzegu blachy (rys. 3.16d).



Rys. 3.16. Przykłady połączeń klejonych [19]

Połączenia klejone charakteryzują się małą odpornością na odrywanie, dlatego powinny być projektowane w taki sposób, aby skleina była ścinana lub ściskana, a nie rozciągana i odrywana (rys. 3.16g).

Do ważniejszych rodzajów klejów stosowanych m.in. w budowie maszyn zalicza się kleje fenolowe (BWF-41), epoksydowe (Epidian 100 i 101), kaučukowe (Butapren) i winylowe (P.O.W.). W nawiasach wyszczególniono wybrane przykładowo nazwy klejów produkcji krajowej.

Przy wyborze klejenia jako metody łączenia należy dla każdego konkretnego połączenia przeanalizować jej zalety i wady, a następnie opracować technologię klejenia w zależności od warunków pracy połączenia, rodzaju kleju i innych czynników.

4. Połączenia wciskowe

4.1. Rodzaje i charakterystyka połączeń wciskowych

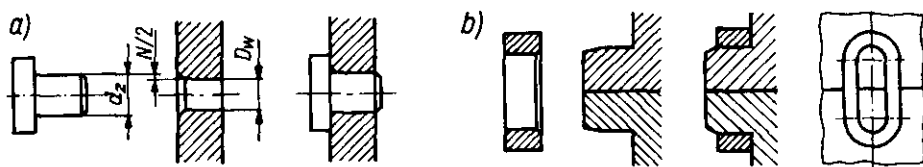
Połączenie wciskowe powstaje w wyniku montażu części o większym wymiarze zewnętrznym (np. czopa wałka) z częścią obejmującą (oprawą) o mniejszym wymiarze wewnętrznym.

Podstawowym parametrem charakteryzującym połączenie wciskowe jest w cisk N (ujemny luz). Wciskiem N nazywa się dodatnią różnicę wymiarów średnic wałka (d_z) i otworu w oprawie (D_w) przed ich połączeniem

$$N = d_z - D_w \quad (4.1)$$

Podczas montażu połączenia w obu częściach powstają odkształcenia sprężyste wywołujące docisk na powierzchniach styku. Dzięki temu jest możliwe przenoszenie obciążeń przez to połączenie (siły wzdłużnej lub momentu skręcającego).

Połączenia wciskowe należą do połączeń spoczynkowych bezpośrednich lub pośrednich (rys. 4.1).



Rys. 4.1. Połączenia wciskowe: a) bezpośrednie, b) pośrednie

W zależności od technologii montażu rozróżnia się połączenia w t ł a c z a n e (walcowe lub stożkowe) oraz połączenia s k u r c z o w e (walcowe).

Połączenia w t ł a c z a n e uzyskuje się przez wtłoczenie czopa w oprawę. W zależności od wymiaru przedmiotu i wartości wcisku nacisk poosiowy wywiera się za pomocą prasy hydraulicznej lub prasiek ręcznych, a w przypadku małych przedmiotów — za pomocą młotka.

Połączenia s k u r c z o w e powstają w wyniku zastosowania odpowiednich zabiegów cieplnych przed montażem połączenia: podgrzania oprawy lub rzadziej oziębienia czopa wału (w połączeniach r o z p r ęż n y c h). Zastosowanie jednego z tych zabiegów umożliwia swobodne wsunięcie czopa w oprawę, a po osiągnięciu temperatury otoczenia przez część ogrzaną (oziębioną) — uzyskanie odpowiedniego docisku części łączonych.

Przy wymaganych dużych wciskach stosuje się połączenia kombinowane, polegające na równoczesnym ogrzewaniu oprawy i oziębianiu czopa. Często stosuje się też ogrzewanie oprawy w połączeniach wtłaczanych, co umożliwia zastosowanie pras o mniejszej sile nacisku.

Połączenia wciskowe są w zasadzie nierozłączne. W przypadku połączeń wtłaczanych możliwe jest uzyskanie połączeń rozłącznych, zwłaszcza przy małym wcisku, małej chropowatości powierzchni styku oraz stosowaniu odpowiednich smarów (np. oleju rzepakowego z dodatkiem talku), chroniących połączenie przed zatarciem. W połączeniach o dużym wcisku i wymaganym wielokrotnym rozłączaniu (np. dla wymiany zużytych części) w jednym z elementów projektuje się specjalne kanały smarowe, przez które wprowadza się smar pod bardzo dużym ciśnieniem; umożliwia to demontaż połączenia bez uszkodzenia powierzchni styku.

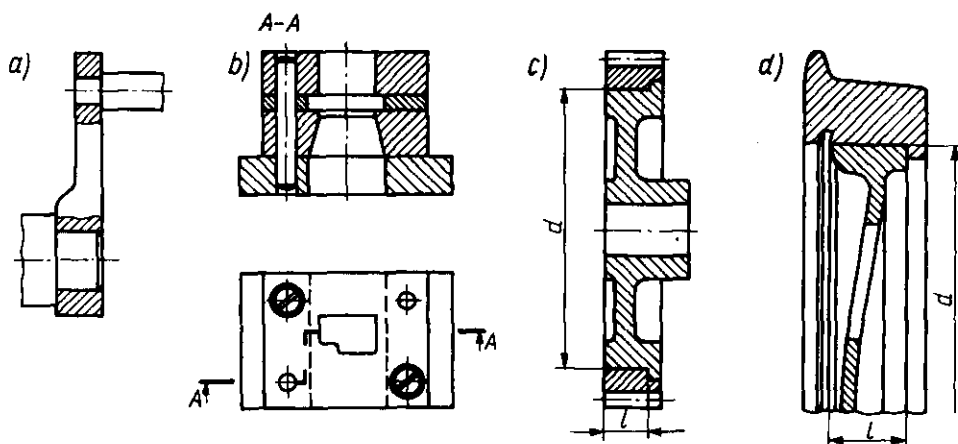
Do podstawowych zalet połączeń wciskowych zalicza się:

- dokładną współosiowość (środkowanie) części łączonych,
- brak elementów dodatkowych (w połączeniach bezpośrednich),
- proste i tanie wykonanie,
- dużą obciążalność połączeń (przy dużym wcisku — nawet obciążeniami zmiennymi i uderowymi),

Wadami połączeń wciskowych są:

- znaczne naprężenia montażowe, grożące zniszczeniem części, zwłaszcza wykonanych z materiałów kruchych,
- trudność uzyskaniażądanego wcisku, zależnego (przy seryjnej produkcji) m.in. do uzyskanych wymiarów części — różnych w granicach tolerancji wykonania,
- konieczność stosowania dodatkowych zabezpieczeń przy przewidywanych przeciążeniach o nieustalonej wielkości.

Połączenia wciskowe znajdują coraz szersze zastosowanie ze względu na swoje zalety oraz możliwość uniknięcia wad przy odpowiednio zaprojektowanych i wykonanych połączeniach.



Rys. 4.2. Przykłady połączeń wciskowych [częściowo 4]

Połączenia wtlaczane są stosowane m.in. do łączenia korby z wałem i czopem korbowym (rys. 4.2a), w połączeniach wielokrotnie rozłączanych, np. w wykrojnیکach (rys. 4.2b), do osadzania kół na wałach lub tulejek w różnych częściach maszyn itd. Połączenia skurczowe stosuje się przede wszystkim w połączeniach nierozłącznych, np. do osadzania wieńców uzębionych w kołach zębatach (rys. 4.2c), obręczy na kołach jezdnych (rys. 4.2d), tulei na wałach itp. Połączenia skurczowe dają możliwość m.in. zaoszczędzenia materiałów — np. można wykonać tylko wieniec koła zębatego ze stali stopowej, a piastę koła — z żeliwa.

4.2. Obciążenia połączeń wciskowych

Obciążalność połączeń wciskowych. Połączenia wciskowe mogą być obciążone siłą poosiową (wzdłużną) F lub momentem skręcającym M_s . Zdolność do przenoszenia jest zachowana pod warunkiem, że siła poosiowa F jest mniejsza od siły tarcia T , wywołanej dociskiem łączonych części:

$$\begin{aligned} F &\leq T \\ F &\leq \mu \cdot p \cdot S \\ F &\leq \mu \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \end{aligned} \quad (4.2)$$

gdzie:

μ — obliczeniowy współczynnik tarcia (tabl. 4.1),

p — najmniejszy wymagany nacisk jednostkowy na powierzchni styku,

$S = \pi \cdot d \cdot l$ — pole walcowej powierzchni styku.

Tablica 4.1

Orientacyjne wartości współczynników tarcia μ przy obliczaniu połączeń wciskowych

Materiał części łączonych		Zastosowanie smaru	Połączenie wtlaczane			Połączenie skurczowe	
			wartości współczynnika μ				
			obliczeniowe	przy montażu	przy demontażu	obliczeniowe	przy demontażu
stal	stal lub staliwo	olej maszynowy	0,06	0,15	0,20	—	—
	żeliwo	bez smarowania	0,08	0,20	0,25	0,14	0,40
			0,08	0,14	0,16	0,08	0,18
			mosiądz brąz	0,05	0,10	0,12	0,06

Jeżeli połączenie obciążone jest momentem skręcającym M_s , wówczas zależność 4.2 przyjmuje postać

$$\begin{aligned} M_s &\leq T \cdot \frac{d}{2} \\ M_s &\leq 0,5 \mu \cdot p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \end{aligned} \quad (4.3)$$

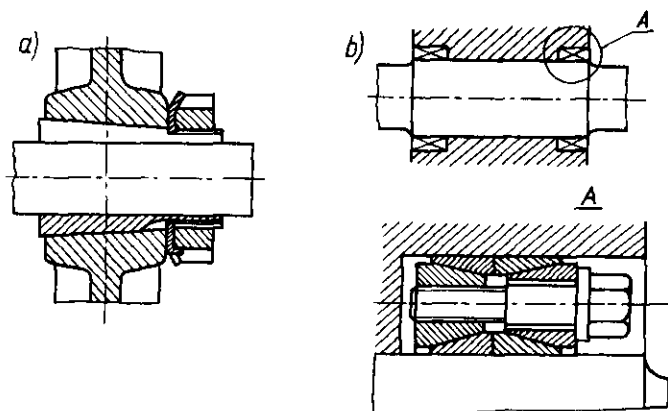
Gdy wymiary połączenia oraz jego obciążenie wynikają z warunków konstrukcyjno-wytrzymałościowych, wówczas na podstawie podanych zależności ustala się wartość minimalnego nacisku jednostkowego, zapewniającego prawidłową pracę połączenia

$$p \geq \frac{F}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l} \quad \text{lub} \quad p \geq \frac{2M_s}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} \quad (4.4)$$

Montaż i demontaż połączeń wciwkowych. Siłę F_w niezbędną do montażu połączeń wtłaczanych oraz siłę F_r niezbędną do ich demontażu oblicza się z zależności 4.2, przyjmując odpowiednie wartości współczynnika tarcia μ (z tabl. 4.1) oraz nacisków jednostkowych. Ponieważ wartość nacisków zależy m.in. od wartości wciśnięcia (zależnego z kolei od rodzaju pasowania), dlatego w obliczeniach siły niezbędnej do wtłaczania przyjmuje się naciski maksymalne p_{max} , jakie można uzyskać przy obranym pasowaniu. Sposób obliczania p_{max} jest podany w rozdz. 4.3.

Siłę F_r , niezbędną do demontażu (rozłączenia) części przyjmuje się zwykle o 30 ÷ 50% większą niż przy wtłaczaniu, co wynika zarówno z większych wartości współczynnika tarcia, jak i wpływu innych czynników (np. korozji, zatarcia się części w czasie montażu lub pracy itp.).

Połączenia wtłaczane stożkowe. W połączeniach stożkowych (rys. 4.3) obciążenie może być dowolnie regulowane, ponieważ wartość uzyskanych



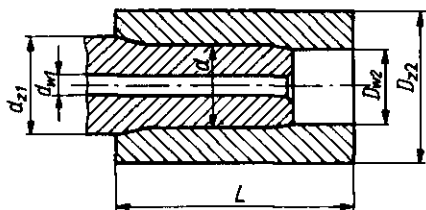
Rys. 4.3. Połączenia stożkowe; a) bezpośrednie, b) pośrednie [18]

nacisków jednostkowych zależy od wzdluznego przesunięcia czopa. Stanowi to zaletę, ponieważ ułatwia montaż i demontaż połączenia (co jest szczególnie ważne w połączeniach często rozłączanych), ale wymaga stosowania dodatkowych zabezpieczeń przed samoczynnym luzowaniem połączenia. W połączeniu pokazanym na rys. 4.3a zastosowano w tym celu tzw. nakrętkę łożyskową (rys. 10.20) oraz podkładkę zębatą (rys. 10.21), omawiane w rozdz. 10. W połączeniu stożkowym z rys. 4.3b (szczegóły A) można stosować np. podkładki sprężyste, umieszczone między łbami śrub a pierścieniami stożkowymi, lub nakrętki z przeciwnakrętkami (gdy łby śrub są umieszczone z przeciwnej strony).

4.3. Obliczanie wytrzymałości elementów połączeń wtłaczanych

Podczas procesu wtłaczania (rys. 4.4) w obu łączonych częściach występują odkształcenia sprężyste, których miarą jest wartość **wcisku**

$$N = d_{z1} - D_{w2} \quad (4.5)$$



Rys. 4.4. Wtłaczanie tulei na wałek
[wg 16]

Dzieląc wcisk N przez średnicę nominalną d , wyznacza się odkształcenie jednostkowe, określane jako **wcisk względny**

$$\varepsilon = \frac{d_{z1} - D_{w2}}{d} = \frac{N}{d} \quad (4.6)$$

Odkształcenie jednostkowe jest także określone prawem Hooke'a i wynosi

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \leq \frac{\sigma_{max}}{E} \quad (4.7)$$

gdzie:

E — moduł Younga (sprężystości wzdłużnej),

σ — naprężenia rzeczywiste,

σ_{max} — naprężenia dopuszczalne (maksymalne).

Z porównania wzorów 4.6 i 4.7 wynika zależność

$$N \leq \frac{d \cdot \sigma_{max}}{E} \quad (4.8)$$

W połączeniach wtłaczanych wartość σ_{max} jest zależna m.in. od wartości nacisków powierzchniowych, wywołanych siłami docisku, oraz od wymiarów średnic pierścieni części łączonych. Po uwzględnieniu odpowiednich zależności wzór 4.8 przybiera postać

$$N \leq p_{max} \cdot d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \quad (4.9)$$

w której:

p_{max} — naciski maksymalne (dopuszczalne),

E_1, E_2 — moduł Younga dla materiału czopa 1 i oprawy 2;

dla stali $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ MPa, dla żeliwa $E \approx 0,9 \cdot 10^5$ MPa,

dla stopów miedzi $E \approx 0,85 \cdot 10^5$ MPa,

d — średnica nominalna, równa w przybliżeniu średnicy walcowej powierzchni styku po wykonaniu połączeń,

c_1, c_2 — współczynniki:

$$c_1 = \frac{1 + \Delta_1^2}{1 - \Delta_1^2} - \nu_1$$

$$c_2 = \frac{1 + \Delta_2^2}{1 - \Delta_2^2} + \nu_2$$

ν_1, ν_2 — liczba Poissona dla materiału czopa 1 i oprawy 2: dla stali $\nu = 0,3$, dla żeliwa $\nu = 0,25$, dla stopów miedzi $\nu = 0,35$,

Δ_1, Δ_2 — współczynniki wydrążenia czopa i oprawy:

$$\Delta_1 = \frac{d_{w1}}{d_{z1}} \approx \frac{d_{w1}}{d}; \quad \Delta_2 = \frac{D_{w2}}{D_{z2}} \approx \frac{d}{D_{z2}}$$

(oznaczenia średnic wg rys. 4.4).

Na podstawie wzoru 4.9 ustala się maksymalną wartość wcisku N , jaką można zastosować w połączeniu, aby nie nastąpiło uszkodzenie elementów złącza. Dla ustalenia minimalnej wartości wcisku N , przy której połączenie przyniesie żądane obciążenie, stosuje się wzór 4.9 w postaci

$$N \geq p \cdot d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \quad (4.9a)$$

Do wzoru 4.9a należy podstawić wartości żądanych nacisków p , wyznaczone wg wzoru 4.4. Z podanych objaśnień wynika, że podczas obliczania połączeń wciskowych należy sprawdzić obydwa warunki (4.9 i 4.9a) — po ustaleniu pasowania i wartości N .

Ustalanie nacisków dopuszczalnych. Pod wpływem sił docisku w częściach łączonych występują naprężenia promieniowe, działające wzdłuż promieni, oraz obwodowe — na powierzchni styku łączonych części.

Na podstawie hipotez wytrzymałościowych ustalono zależności, stanowiące podstawę do obliczania wartości dopuszczalnych nacisków powierzchniowych p_{max} , przy których naprężenia w łączonych częściach nie spowodują odkształceń plastycznych lub nawet zniszczenia części. Zależności te podano w tabl. 4.2. Wartości p_{max} należy wyznaczać osobno dla materiału czopa i oprawy, przyjmując do obliczeń mniejszą z nich.

Dobór pasowań. Wcisk N (wg wzoru 4.9a) jest montażowym wciskiem skutecznym (obliczeniowym, rzeczywistym). Przy ustalaniu wartości wcisku na podstawie pomiarów, dokonywanych przed zamontowaniem części, należy uwzględnić chropowatość powierzchni oraz zjawisko, że podczas wtłaczania występuje wygładzanie nierówności powierzchni styku, zmniejszające ich wysokość nawet o 60%. Dlatego wcisk mierzony N' , wynikający z pomiarów powinien wynosić

$$N' = N + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \quad (4.10)$$

gdzie R_{z1}, R_{z2} — wysokość chropowatości powierzchni czopa 1 i oprawy 2 w μm .

Dopuszczalne naciski powierzchniowe p_{max} dla połączeń wciiskowych

Materiał	Czop		Oprawa
	pełny	wydrążony	
	$P_{max} =$		
plastyczny	R_e	$0,58 (1 - \Delta_1^2) \cdot R_e$	$0,58 (1 - \Delta_2^2) \cdot R_e$
kruchy	k_c	$0,5 (1 - \Delta_1^2) \cdot k_c$	$\frac{k_r}{\frac{1 + \Delta_2^2}{1 - \Delta_2^2} + \frac{R_m}{R_c}}$
$k_c = \frac{R_m}{x_m}$; $x_m = 3 \div 5$; dla żeliwa: $\frac{R_m}{R_c} \approx 0,28$			

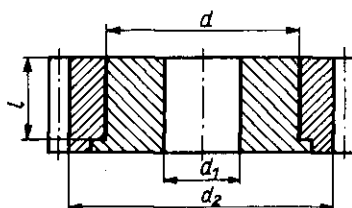
Wartości R_z przyjmuje się na podstawie normy PN-87/M-04251 i zastosowanej obróbki powierzchni. Zwykle przyjmuje się $R_z = 20 \div 3,2 \mu m$ (mniejsze wartości przy połączeniach często rozłączanych, dla uniknięcia ewentualnych uszkodzeń powierzchni w wyniku zatarcia).

Na podstawie wartości N' dobiera się takie pasowanie, aby $N_{min} > N'$.

W zależności od wymagań konstrukcyjnych, w połączeniach wciśniętych stosuje się pasowania oparte na zasadzie stałego otworu: H/s, H/t, H/u, H/x, H/z, lub stałego wałka: S/h, T/h, U/h w 6,7 albo 8 klasie dokładności — zgodnie z normami PN-EN 20286-1:1996 i ark. 2 PN-ISO 1829:1996.

W produkcji seryjnej często jest wymagane utrzymanie prawie jednakowego wciśnięcia dla całej serii. Można wówczas wykonywać elementy w wyższych klasach dokładności (np. H6/s5), lecz jest to nieekonomiczne ze względu na znaczny wzrost kosztów obróbki. W takich przypadkach stosuje się dopasowywanie części lub — przy większych seriach — selekcję elementów z podziałem na kilka grup.

PRZYKŁAD 4.1. Obliczyć walcowe połączenie wciśnięte wieńca koła zębatego ze stali 40H w stanie ulepszonym cieplnie z piastą koła ze stali St6 (rys. 4.5), obciążone momentem skręcającym $M_t = 2600 N \cdot m$. Wymiary elementów połączenia wynoszą: średnica otworu w kole $d_1 = 80 mm$, średnica powierzchni styku $d = 280 mm$, długość powierzchni styku $l = 70 mm$ oraz średnica podstaw wieńca uzębionego $d_2 = 300 mm$.



Rys. 4.5. Do przykładu 4.1

Rozwiązanie

Na podstawie tabl. 4.1 przyjmujemy $\mu = 0,08$ i obliczamy minimalny nacisk jednostkowy (wg wzoru 4.3)

$$p \geq \frac{2M_s}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} = \frac{2 \cdot 2600}{0,08\pi \cdot 0,28^2 \cdot 0,07} = 3,77 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 3,8 \text{ MPa}$$

W celu wyznaczenia wartości wcisku skutecznego N obliczamy współczynniki c_1 i c_2 przyjmując dla stali: $\nu = 0,3$.

$$c_1 = \frac{1 + \Delta_1^2}{1 - \Delta_1^2} - \nu = \frac{1 + \left(\frac{80}{280}\right)^2}{1 - \left(\frac{80}{280}\right)^2} - 0,3 \approx 0,88$$

$$c_2 = \frac{1 + \Delta_2^2}{1 - \Delta_2^2} - \nu = \frac{1 + \left(\frac{280}{300}\right)^2}{1 - \left(\frac{280}{300}\right)^2} - 0,3 \approx 14,82$$

Przyjmujemy $E_1 = E_2 = E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ i obliczamy minimalną wartość wcisku, niezbędną do przeniesienia obciążenia (wg wzoru 4.9a)

$$N \geq p \cdot d \left(\frac{c_1}{E} + \frac{c_2}{E} \right) = 3,8 \cdot 0,28 \cdot \frac{0,88 + 14,82}{2,1 \cdot 10^5} = 7,96 \cdot 10^{-5} \text{ m} \approx 80 \text{ } \mu\text{m}$$

W połączeniach wtlaczanych stosuje się 6 ÷ 8 klasę dokładności, co wymaga utrzymania niewielkiej chropowatości powierzchni. Przyjmujemy, że powierzchnie będą szlifowane zgrubnie, a wysokość nierówności wyniesie $R_{z1} = R_{z2} = 5 \text{ } \mu\text{m}$. Wcisk mierzony N' (wzór 4.10)

$$N' = N + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 80 + 1,2(5 + 5) = 92 \text{ } \mu\text{m}$$

Na podstawie wcisku mierzonego dobieramy rodzaj pasowania. Zgodnie z PN-EN 20286-1:1996 i PN-ISO 1829-2:1996 przyjmujemy pasowanie uprzywilejowane H7/s6, dla którego odchyłki wynoszą

$$\varnothing 280 \text{ H7} = 280_{+0,052}^0; \quad \varnothing 280 \text{ s6} = 280_{-0,172}^{+0,202}$$

Przy tak przyjętym pasowaniu uzyskamy graniczne wartości wcisku mierzonego

$$N'_{\min} = 0,170 - 0,052 = 0,118 \text{ mm} = 118 \text{ } \mu\text{m}$$

$$N'_{\max} = 0,202 - 0 = 0,202 \text{ mm} = 202 \text{ } \mu\text{m}$$

Przyjęte pasowanie zapewni osiągnięcie ustalonego wcisku, ponieważ $N'_{\min} > N'$. Wartość nacisków dopuszczalnych $p_{\max}$ ustalamy wg tabl. 4.2.

Dla materiału piasty $R_e = 340 \text{ MPa}$, stąd

$$p_{\max} = 0,58(1 - \Delta_1^2) \cdot R_e = 0,58 \left[1 - \left(\frac{80}{280}\right)^2 \right] \cdot 340 \approx 181 \text{ MPa}$$

Dla materiału wieńca zębatego $R_e = 800 \text{ MPa}$, stąd

$$p_{\max} = 0,58(1 - \Delta_2^2) \cdot R_e = 0,58 \left[1 - \left(\frac{280}{300}\right)^2 \right] \cdot 800 \approx 59,8 \text{ MPa}$$

Wartość maksymalnego wcisku skutecznego sprawdzamy dla wieńca zębatego (słabszy element ze względu na niewielką grubość ścianek) wg wzoru 4.9.

$$N \leq p_{\max} \cdot d \cdot \frac{c_1 + c_2}{E} = 59,8 \cdot 0,28 \cdot \frac{0,88 + 14,82}{2,1 \cdot 10^5} \approx 1252 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 1252 \text{ } \mu\text{m}.$$

Ponieważ $N'_{\max} = 202 \text{ } \mu\text{m}$, zatem $N'_{\max} < N$. Oznacza to, że osiągnięty wcisk nie spowoduje nadmiernych naprężeń.

4.4. Obliczanie połączeń skurczowych

Sposób obliczania obciążalności złącza i wytrzymałości jego elementów dla połączeń wtłaczanych i skurczowych jest taki sam.

W obliczaniu połączeń skurczowych pomija się:

- obliczanie siły potrzebnej do wtłaczania,
- obliczanie wcisku mierzonego, ponieważ w połączeniach skurczowych nie występuje wygładzanie nierówności powierzchni.

Temperatura nagrzania oprawy. Temperaturę nagrzania oprawy oblicza się na podstawie wzoru na rozszerzalność cieplną

$$d_2 = d[1 + \alpha(t_2 - t_1)]$$

w którym:

d_2 — średnica otworu w oprawie (po nagrzaniu),

t_2 — temperatura nagrzania,

t_1 — temperatura otoczenia (w hali montażowej),

α — współczynnik rozszerzalności cieplnej (dla stali $11 \cdot 10^{-6}$, dla żeliwa $10 \cdot 10^{-6}$, dla stopów miedzi $18 \cdot 10^{-6}$, dla stopów lekkich $23 \cdot 10^{-6}$ — w $1/^\circ\text{C}$).

Względny przyrost cieplny średnicy nominalnej d wynosi

$$\varepsilon = \frac{d_2 - d}{d} = \frac{d \cdot \alpha(t_2 - t_1)}{d} = \alpha(t_2 - t_1) \quad (4.12)$$

W połączeniach skurczowych wartość względnego przyrostu cieplnego ε odpowiada wartości wcisku względnego $\varepsilon = \frac{N}{d}$ (wzór 4.6), zatem po przekształceniu wzoru 4.12 otrzymuje się zależność

$$t_2 = \frac{\varepsilon}{\alpha} + t_1 = \frac{N}{\alpha \cdot d} + t_1 \quad (4.13)$$

w której:

N — wartość $N_{\max}$, wynikająca z przyjętego pasowania.

Nagrzewanie oprawy ma na celu zapewnienie swobodnego wsunięcia jej na czop, dlatego przy nagrzewaniu należy uwzględnić wymagany luz montażowy, spadek temperatury w czasie transportu od stanowiska grzewczego do miejsca montażu i inne warunki związane z technologią montażu. Prze-

ciężnie przyjmuje się, że warunki te wymagają nagrzewania przedmiotu (oprawy) do temperatury wyższej ok. 25%. Stąd

$$t_2 = \frac{1,25 N}{\alpha \cdot d} + t_1 \quad (4.14)$$

Jeżeli konieczne jest utrzymanie możliwie niskiej temperatury nagrzewania, wówczas:

- wartość N zwiększa się tylko o wymagany luz montażowy, wynoszący ok. $0,1 \div 0,15\%$ średnicy nominalnej,
- na podstawie aktualnych warunków montażu ustala się praktycznie niezbędny dalszy przyrost temperatury.

Przy oziębianiu czopa wzór 4.14 przyjmuje postać

$$t_2 = \frac{-1,25 N}{\alpha \cdot d} + t_1 \quad (4.15)$$

Sposoby nagrzewania oprawy i oziębiania czopa. Oprawy nagrzewa się w piecach gazowych lub elektrycznych oraz — przy niższej temperaturze — w wannach olejowych. Maksymalna temperatura nagrzania powinna być zawsze niższa od temperatury przemian strukturalnych (np. dla stopów żelaza $t < 700^\circ\text{C}$). Oziębianie czopa polega na zanurzeniu go w mieszaninie denaturatu lub acetonu z tzw. suchym lodem (ok. -70°C) albo w skroplonym powietrzu, tlenie lub azocie (ok. -190°C).

Do połączeń kombinowanych nie należy stosować oleju (ułatwiającego wtłaczanie), zwłaszcza w przypadku nagrzewania oprawy powyżej temperatury zapłonu oleju, ponieważ spowodowałoby to zatarcie elementów przy rozłączaniu, oraz przy oziębianiu czopa w skroplonym powietrzu, ponieważ grozi to wybuchem.

PRZYKŁAD 4.2. Obliczyć temperaturę nagrzania oprawy dla połączenia z przykładu 4.1, przyjmując, że jest ono wykonane jako połączenie skurczowe. Przyjąć temperaturę otoczenia $+20^\circ\text{C}$.

Rozwiązanie

Dla stali $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$. Z przykładu 4.1 — $N_{\max} = 202 \mu\text{m} = 0,202 \text{ mm}$ oraz $d = 280 \text{ mm}$

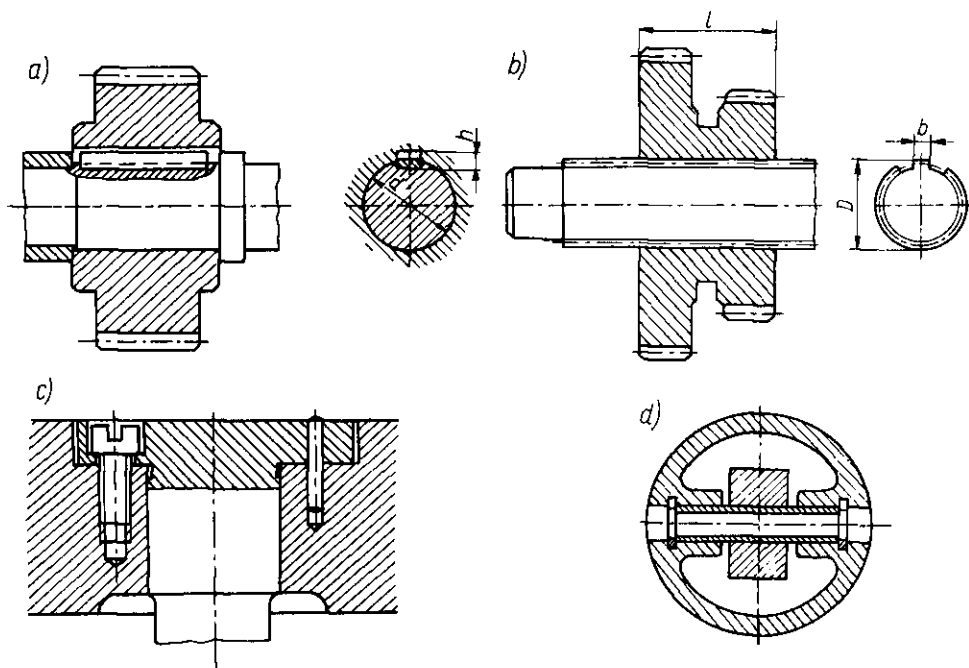
$$t_2 = \frac{1,25 N_{\max}}{\alpha \cdot d} + t_1 = \frac{1,25 \cdot 0,202}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 280} + 20 = 82 + 20 = 102^\circ\text{C}$$

5. Połączenia kształtowe

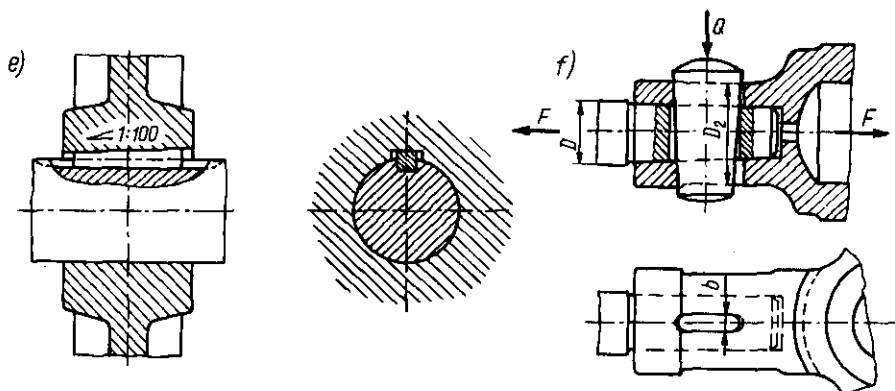
5.1. Charakterystyka i klasyfikacja połączeń kształtowych

W połączeniach kształtowych łączenie części współpracujących oraz ustalanie ich wzajemnego położenia uzyskuje się przez odpowiednie ukształtowanie ich powierzchni (w połączeniach bezpośrednich) lub zastosowanie dodatkowych łączników (w połączeniach pośrednich). W połączeniach bezpośrednich na powierzchniach styku są wykonane występy i wgłębienia, które po połączeniu elementów spełniają funkcję łącznika. Nazwy połączeń kształtowych: wpustowe, wielowypustowe, kołkowe, sworzniowe oraz klinowe określają równocześnie charakter stosowanego łącznika (rys. 5.1).

Podstawowym zadaniem połączeń kształtowych jest przenoszenie obciążeń (siły wzdłużnej, poprzecznej lub momentu skręcającego) działających na



Rys. 5.1. Połączenia kształtowe: a) wpustowe, b) wielowypustowe, c) kołkowe, d) sworzniowe



Rys. 5.1. cd. Połączenia kształtowe: e) klinowe wzdłużne, f) klinowe poprzeczne [wg 5,16]

łącznik. W zależności od rodzaju połączenia łączniki spełniają również dodatkowe zadania, np. powodują skasowanie luzów, dokładne osiowanie elementów połączenia, umożliwiają przesuwanie elementów względem siebie lub zapewniają ścisłą powtarzalność położenia łączonych elementów w przypadku ich wielokrotnego montażu i demontażu itd.

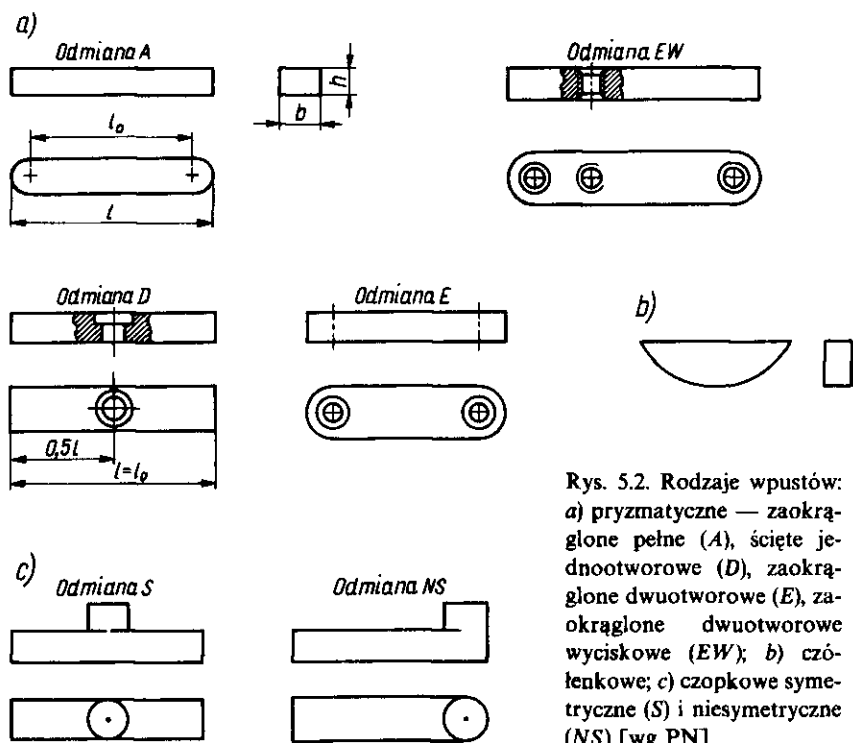
Wśród połączeń kształtowych bezpośrednich rozróżnia się połączenia wielowypustowe, wielokarbowe i wieloboczne, a w połączeniach pośrednich — wpustowe, kołkowe, sworzniowe i klinowe. Części łączone mogą być nieruchome względem siebie (w połączeniach spoczynkowych) lub przesuwne wzdłuż osi (w połączeniach ruchowych). Powierzchnie robocze części łączonych i łączników stanowią: płaszczyzna oraz pobocznicza walca lub stożka.

5.2. Połączenia wpustowe

Rodzaje i konstrukcje wpustów. Połączenia wpustowe służą do osadzania na wale różnych części maszyn (kół zębatach, pasowych itp.). Na wale i w otworze części osadzanej (w piaście koła) są wykonane odpowiednie rowki, w które jest wprowadzany wpust. Zasadniczym zadaniem wpustów jest przenoszenie momentu obrotowego z wału na współpracującą część maszynową lub odwrotnie.

Rozróżnia się wpusty pryzmatyczne, czółenkowe i czopkowe; najczęściej są stosowane wpusty pryzmatyczne.

Wpusty pryzmatyczne (PN-70/M-85005) mogą być zaokrąglone lub ścięte, w tym: pełne, jedno- lub dwuotworowe oraz wyciskowe (rys. 5.2a). Najczęściej stosuje się wpusty pełne, przy czym wpusty zaokrąglone stosuje się przeważnie przy nieprzelotowych rowkach w wale (wykonywanych frezem palcowym), natomiast wpusty ścięte — przy rowkach przelotowych. Wpusty jedno- i dwuotworowe szerokości $b \geq 8$ mm są przykręcane do wału. Ponieważ otwory gwintowe w czopie wału powodują zmniejszenie



Rys. 5.2. Rodzaje wpustów:
a) pryzmatyczne — zaokrąglone pełne (A), ścięte jednootworowe (D), zaokrąglone dwuotworowe (E), zaokrąglone dwuotworowe wyciskowe (EW); b) czółenkowe; c) czopkowe symetryczne (S) i niesymetryczne (NS) [wg PN]

jego wytrzymałości zmęczeniowej, dlatego wpusty otworowe stosuje się tylko w połączeniach przesuwnych, w których konieczne jest zabezpieczenie wpustu przed wysuwaniem z rowka w czasie pracy połączenia. Dla ułatwienia wyjmowania z rowków wpustów ciasno pasowanych stosuje się wpusty wyciskowe z otworem gwintowanym. W przypadku wpustów otworowych wyciskowych można wykorzystać wkręty stosowane do ich mocowania.

Wpusty czółenkowe (rys. 5.2b, norma PN-88/M-85008) stosuje się, gdy średnica czopa wału $d \leq 40$ mm. Są one łatwe do wykonania (cięte z krążków) i montażu, ze względu jednak na dość znaczne osłabienie wału są stosowane głównie do połączeń obciążonych niewielkimi momentami skręcającymi. Gdy ze względów konstrukcyjnych konieczne jest powiązanie wpustu z piastą, są stosowane wpusty czopkowe (rys. 5.2c, PN-73/M-85047).

Wszystkie wymiary wpustów oraz rowków pod wpusty są podane w powołanych normach.

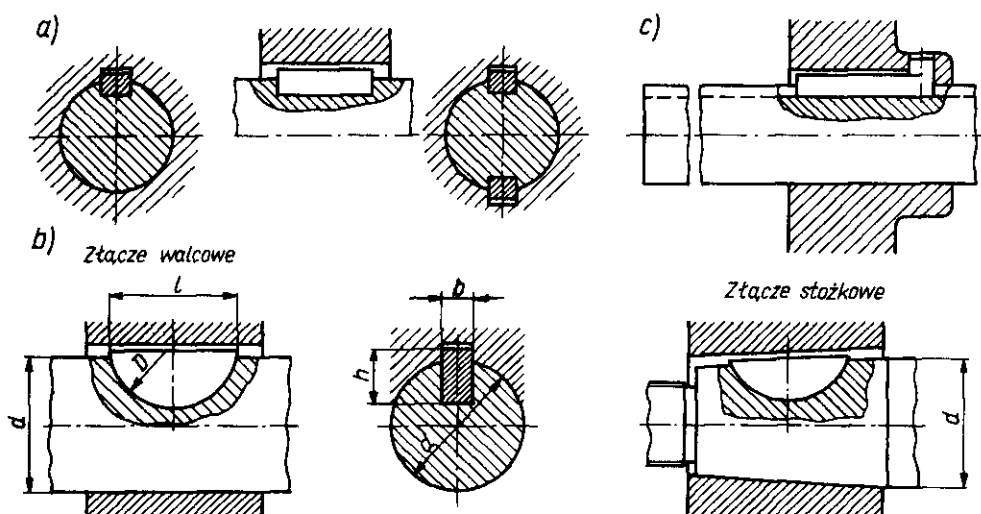
Konstrukcja i zastosowanie połączeń wpustowych. Podczas pracy połączeń wpustowych (przenoszenie momentu obrotowego) występują naciski na boczne powierzchnie wpustów, dlatego dla uniknięcia niepożądanych luzów (między bocznymi powierzchniami wpustu i rowków) osadza się je ciasno, stosując pasowania N9/h9 lub P9/h9. W połączeniach ruchowych (przesuwnych) należy zapewnić swobodne przesuwanie kół wzdłuż wału,

dlatego pasowania ciasne stosuje się tylko do osadzania wpustu w czopie wału, natomiast rowek w piaście koła wykonuje się w tolerancji D10, otrzymując pasowanie luźne D10/h9.

Dla ułatwienia montażu połączeń wpustowych suma wysokości obu rowków powinna być większa od wysokości wpustu o $0,2 \div 0,4$ mm.

Wał i osadzone na nim elementy powinny być dokładnie osiowane, tzn. powinny mieć wspólną oś obrotu. Jest to niezbędne dla uniknięcia występowania sił odśrodkowych podczas ruchu obrotowego, czyli tzw. „bicia”. Ponieważ wpusty nie zapewniają osiowania, należy stosować dość ciasne pasowanie czopa z otworem w piaście, np. H7/j6 w połączeniach spoczynkowych i H7/f7 w połączeniach przesuwnych. W połączeniach spoczynkowych konieczne jest również ustalanie położenia części w kierunku wzdłużnym (np. wg rys. 5.1a), ponieważ wpusty nie zabezpieczają części osadzanych przed przesunięciami wzdłużnymi.

W połączeniach wpustowych z reguły stosuje się jeden wpust. Stosowanie dwóch wpustów (rys. 5.3a) dopuszcza się przy przenoszeniu większych obciążeń (ze względów wytrzymałościowych) lub w połączeniach ruchowych (dla lepszego prowadzenia części przesuwnej). Rozwiązanie takie jest jednak kłopotliwe, zarówno ze względu na konieczność dokładnego rozstawienia rowków w obu częściach współpracujących, jak i na utrudniony montaż połączenia.

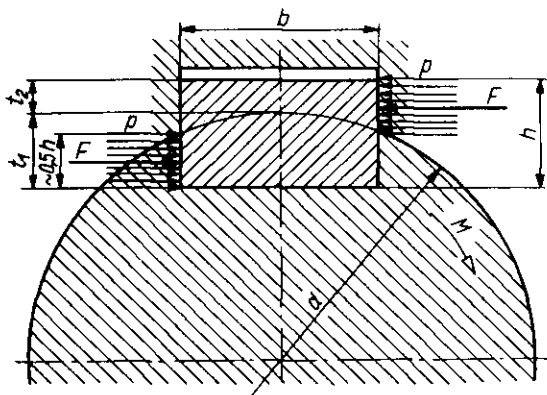


Rys. 5.3. Połączenia wpustowe z wpustami: a) pryzmatycznymi, b) czółenkowymi, c) czopkowymi [częściowo 16]

Osadzanie części na wale z zastosowaniem wpustów czółenkowych wykonuje się zarówno na czopach walcowych, jak i stożkowych (rys. 5.3b). Przy osadzaniu na powierzchni stożkowej uzyskuje się dobre osiowanie współpracujących części.

Wpusty czopkowe (rys. 5.3c) są stosowane w połączeniach ruchomych zamiast długich wpustów pryzmatycznych dwuotworowych. W praktyce spotyka się je dość rzadko, m.in. ze względu na utrudnione wykonanie otworu w piąście oraz konieczność wykonania przelotowych (co najmniej jednostronnie) rowków w wale.

Dobór i obliczanie wpustów. Wymiary poprzeczne wpustów pryzmatycznych ($b \times h$) są dobierane wg PN-70/M-85005, w zależności od średnicy czopa wału. W przypadkach technicznie uzasadnionych (np. dla wałów drążonych) dopuszcza się stosowanie wpustów o mniejszych przekrojach niż podane w tablicy ogólnej.



Rys. 5.4. Obciążenie wpustu [14]

Wpusty oblicza się z warunku na naciski powierzchniowe (rys. 5.4) wg wzoru

$$p = \frac{F}{l_o \cdot \frac{h}{2} \cdot n} \leq k_o \quad (5.1)$$

w którym:

F — siła wyznaczona na podstawie przenoszonego momentu obrotowego

$$\left(F = \frac{2M}{d} \right);$$

l_o — czynna długość wpustu (rys. 5.2a, b);

$\frac{h}{2}$ — przybliżona wartość wysokości powierzchni wpustu narażonej na naciski;

n — liczba wpustów;

k_o — naciski dopuszczalne (wg tabl. 5.1).

Ponieważ wymiary przekroju wpustów dobiera się wg norm w zależności od średnicy czopa wału, zatem obliczanie wpustów polega tylko na ustaleniu ich długości. Całkowitą długość wpustu zaokrągla się do wartości podanych w normie; dla wpustów zaokrąglonych $l = l_o + b$, przy czym szerokość piasty koła współpracującego powinna być co najmniej równa czynnej długości dobranego wpustu.

Dopuszczalne naciski powierzchniowe w połączeniach kształtowych

Rodzaj połączenia	Warunki pracy		
	I	II	III
	współczynnik z		
Spoczynkowe	0,35	0,60	0,80
Przesuwne — bez obciążenia	0,15	0,25	0,30
Przesuwne lub obrotowe (wahliwe) — pod obciążeniem*)	0,03	0,06	0,10
*) dotyczy przypadku, gdy powierzchnie robocze czopa wału (lub sworznia) są ulepszone cieplnie lub hartowane. Warunki pracy I — ciężkie: obciążenia zmienne o cyklu wahadłowym, uderzeniowe, drgania o dużej częstotliwości i amplitudzie, powierzchnie niedostatecznie smarowane (w połączeniach przesuwnych) itp. II — średnie: obciążenia zmienne, minimalne drgania, przeciętne smarowanie, przeciętna obróbka powierzchni itp. III — lekkie: obciążenia jednokierunkowe, dobre smarowanie, dokładna obróbka i mała chropowatość. $k_o = z \cdot k_c$, gdzie z — współczynnik zależny od warunków pracy oraz uwzględniający pominięcie w obliczeniach ścięć i promieni (zwykle $0,3 \div 0,5$ mm). k_c — naprężenia dopuszczalne (dla materiału słabszego z elementów współpracujących).			

Dla zabezpieczenia się przed deformacją rowków pod wpływem nacisku, a tym samym przed uszkodzeniem wału lub współpracującej części, wpusty wykonuje się z materiału o mniejszej wytrzymałości niż materiał części łączonych (najczęściej ze stali St6 lub St7).

PRZYKŁAD 5.1. Dobrać wpust pryzmatyczny łączący wałek tokarki z osadzonym spoczynkowo kołem zębatym. Średnica czopa wału $d = 56$ mm, przenoszony moment obrotowy $M_o = 1,8$ kN · m.

Rozwiązanie

Obliczamy siłę działającą na wpust

$$F = \frac{2M_o}{d} = \frac{2 \cdot 1,8}{0,056} = 64,3 \text{ kN} = 64\,300 \text{ N}$$

Wg normy PN-70/M-85005 wymiary wpustu wynoszą: $b \times h = 16 \times 10$ mm. Przyjmujemy, że wpust będzie wykonany ze stali St7, dla której $k_c = 175$ MPa (z tabl. 1.4).

Wał tokarki pracuje przy stałym kierunku ruchu obrotowego i zmiennych obciążeniach (w zależności od wykonywanych prac), przyjmujemy zatem średnie warunki pracy i ustalamy wartość nacisków dopuszczalnych wg tabl. 5.1 $k_o = z \cdot k_c = 0,6 \cdot 175 = 105$ MPa

Przyjmując $t_1 \approx 0,5h = 0,5 \cdot 10 = 5$ mm, obliczamy długość wpustu

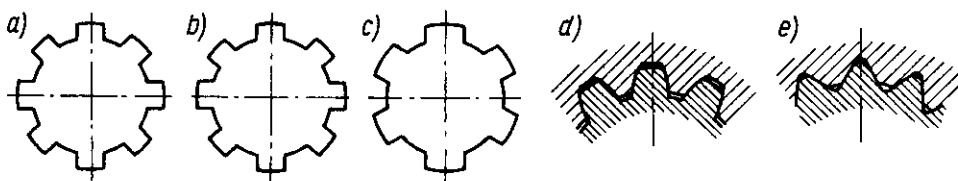
$$l_o \geq \frac{F}{t_1 \cdot k_o} = \frac{64\,300 \text{ N}}{5 \text{ mm} \cdot 105 \text{ MPa}} \approx 122,5 \text{ mm}$$

oraz $l \geq l_o + b = 122,5 + 16 = 138,5$ mm

Najbliższa znormalizowana długość wynosi $l = 140$ mm, zatem wg normy przyjmujemy: **WPUST PRYZMATYCZNY A $16 \times 10 \times 140$ PN-70/M-85005.**

5.3. Połączenia wielowypustowe

Rodzaje i zastosowanie. Połączenia wielowypustowe należą do najczęściej stosowanych połączeń kształtowych. Są to połączenia bezpośrednie; na czopie wału są wykonane występy (wypusty), współpracujące z odpowiednimi rowkami w piaście. Podstawowe rodzaje znormalizowanych połączeń wielowypustowych o różnych kształtach wypustów podano na rys. 5.5.



Rys. 5.5. Połączenia wielowypustowe: ogólnego przeznaczenia — a) lekkie, b) średnie; c) do obrabiarek; d) zębate ewolwentowe; e) wielokarbowe [wg PN]

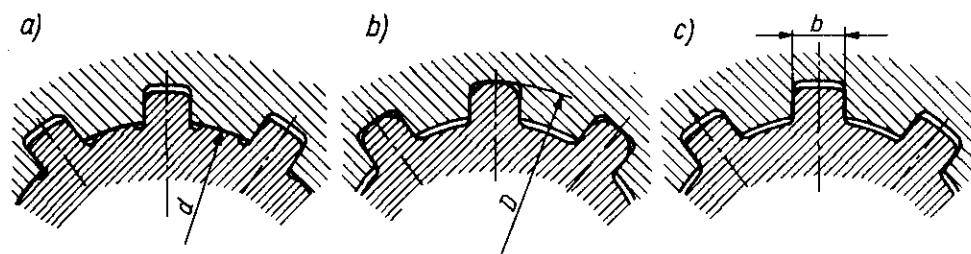
Połączenia wielowypustowe umożliwiają uzyskanie dokładnego osiowania, zmniejszenie nacisków jednostkowych (lub stosowanie większych obciążeń) w porównaniu z połączeniami wpustowymi oraz zmniejszenie oporów tarcia przy przesuwaniu elementów w połączeniach ruchowych. Piasty kół w tych połączeniach mają mniejszą długość niż w połączeniach wpustowych, co decyduje m.in. o bardziej zwartej konstrukcji połączeń oraz o możliwości zmniejszenia wymiarów urządzeń, maszyn itd.

Zalety te powodują, że połączenia wielowypustowe znajdują bardzo szerokie zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu.

Pełne wykorzystanie zalet większości połączeń wielowypustowych wymaga zachowania dużej dokładności kształtu i podziałki wypustów oraz małych odchyłek równoległości bocznych powierzchni wypustów i rowków względem osi połączenia (max 0,02 mm na długości 200 mm).

Połączenia o wypustach prostokątnych. W ogólnej budowie maszyn są stosowane połączenia wielowypustowe równoległe (tzn. o prostokątnym zarysie wypustów wału i rowków w piaście), objęte normą PN-ISO 14:1994 (rys. 5.5a, b). Zależnie od rodzaju połączenia (spoczynkowe lub ruchowe) i wartości obciążenia stosuje się połączenia serii lekkiej lub średniej. W obu seriach liczba wypustów wynosi 6, 8 lub 10, zależnie od wewnętrznej średnicy d , przy czym wypusty w serii średniej są wyższe o 1 ÷ 2 mm od przyjętych w serii lekkiej. Serię lekką stosuje się najczęściej w połączeniach spoczynkowych, a serię średnią — w połączeniach ruchowych. Przy bardzo dużych obciążeniach o zmiennym kierunku i dużej częstotliwości zmian jest stosowana seria ciężka o 10, 16 lub 20 wypustach (o większych wysokościach), nie objęta normami. W obrabiarkach stosuje się połączenia wielowypustowe równoległe, wykonywane wg PN-63/M-85016 (rys. 5.5c); w tych połączeniach liczba wypustów wynosi 4 lub 6.

W połączeniach wielowypustowych równoległych występują 3 rodzaje osiowań (rys. 5.6): na wewnętrznej średnicy d , na zewnętrznej średnicy D (wg obu wymienionych norm) oraz na bokach wypustów b (tylko w połączeniach wykonanych wg PN-63/M-85015). Wybór rodzaju osiowania jest uzależniony od warunków pracy, twardości powierzchni styku oraz od wymaganej dokładności połączenia.



Rys. 5.6. Rodzaje osiowań w połączeniach wielowypustowych: a) na wewnętrznej średnicy czopa d , b) na zewnętrznej średnicy wypustów D , c) na bocznych powierzchniach wypustów [4]

Osiowanie na wewnętrznej średnicy d jest stosowane w połączeniach dokładnych, przy wpustach utwardzonych — głównie w produkcji małoseryjnej.

Osiowanie na zewnętrznej średnicy D stosuje się w połączeniach spoczynkowych i średnio dokładnych połączeniach ruchowych, przy wypustach miękkich (nie utwardzonych).

Najmniej dokładne jest osiowanie na bokach wypustów. Stosuje się je w celu zmniejszenia do minimum luzu obwodowego, co jest wymagane przede wszystkim przy występowaniu częstych zmian kierunku obciążenia.

Dobór pasowań uzależnia się od charakteru połączenia i rodzaju osiowania.

Połączenia zębate. Połączenia zębate ewolwentowe (rys. 5.5d — norma PN-69/M-85010) są coraz częściej stosowane, zwłaszcza w produkcji wielkoseryjnej (m.in. ze względu na wykorzystanie obrabiarek do kół zębatych). W stosunku do połączeń o wypustach prostokątnych charakteryzują się one znacznie większą wytrzymałością przy zachowaniu pozostałych zalet.

W połączeniach zębatych są stosowane zęby niskie (ich wysokość jest równa modułowi) o kącie przyporu $\alpha_0 = 30^\circ$. Zalecane wartości modułów (wg podanej normy) wynoszą od 0,8 do 8 mm, uprzywilejowane zaś liczby zębów — 6 ÷ 61, zależnie od modułu.

Połączenia wielokarbowe. Połączenia wielokarbowe (rys. 5.5e — norma PN-68/M-85014) mają kilkadziesiąt drobnych wypustów trójkątnych, zatem tylko nieznacznie osłabiają wytrzymałość czopa. Są to połączenia spoczynkowe o niewielkiej dokładności osiowania. W celu skasowania luzów promieniowych stosuje się połączenia stożkowe o zbieżności 1 : 16. Połączenia wielokarbowe umożliwiają przestawienie piasty względem czopa wału o mały kąt, co jest niezbędne w niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Omówione

połączenia wielowypustowe przedstawia się na rysunkach w sposób uproszczony, zgodnie z normą PN-92/M-01133.

Obliczanie połączeń wielowypustowych równoległych. Średnicę wewnętrzną d wału wielowypustowego wyznacza się na podstawie obliczeń wytrzymałościowych wału, pomijając istnienie wypustów. Po dobraniu połączenia wg powyższych norm sprawdza się wartość nacisków powierzchniowych. Zakładając, że siła F działa w połowie wypustów, wyznacza się średnicę

$$D_{sr} = \frac{D+d}{2} \text{ i z wzoru na moment obrotowy oblicza się wartość siły } F$$

$$F = \frac{2M_o}{D_{sr}} = \frac{4M_o}{D+d} \quad (5.2)$$

Nawet przy dokładnym wykonaniu wypustów i rowków różnice ich wymiarów w granicach tolerancji (zwłaszcza szerokość wypustów i podziałka) powodują, że nie wszystkie wypusty przenoszą jednocześnie obciążenie. Dlatego do obliczeń przyjmuje się, że obciążenie przenosi tylko 75% powierzchni wypustów i naciski powierzchniowe oblicza się z warunku

$$p = \frac{F}{0,75h_o \cdot l_o \cdot n} \leq k_o \quad (5.3)$$

w którym:

l_o — czynna długość styku wypustu z piastą,

$h_o \approx \frac{D-d}{2}$ — wysokość powierzchni styku jednego wypustu z piastą (w obliczeniach pomija się ścięcia i zaokrąglenia wynikające ze względów technologicznych),

n — liczba wypustów,

k_o — naciski dopuszczalne (dla słabszego materiału), obliczane z zależności $k_o = z \cdot k_c$; wartości współczynnika z są podane w tabl. 5.1.

PRZYKŁAD 5.2. Dobrać połączenia wielowypustowe dla wału o średnicy $d = 56$ mm, obciążonego momentem obrotowym $M_o = 1,8$ kN·m, na którym osadzone będzie spoczynkowo koło zębate o długości piasty $l_o = 120$ mm. Materiał wału i koła: stal 45 ulepszona cieplnie. Sprawdzić połączenie z warunku na naciski.

Rozwiązanie

Zgodnie z zaleceniem, dla połączeń spoczynkowych stosujemy serię lekką i wg normy PN-ISO 14:1994 przyjmujemy: $d = 56$ mm, $D = 62$ mm, $n = 8$. Obliczamy siłę F

$$F = \frac{4M}{D+d} = \frac{4 \cdot 1,8}{0,062+0,056} \approx 61,02 \text{ kN} \approx 61\,000 \text{ N}$$

Ustalamy:

$$h_o \approx \frac{D - d}{2} = \frac{62 - 56}{2} = 3 \text{ mm.}$$

Obliczamy wartość nacisków powierzchniowych

$$p = \frac{F}{0,75h_o \cdot l_o \cdot n} = \frac{61\,000}{0,75 \cdot 3 \cdot 120 \cdot 8} \approx 28,2 \text{ MPa}$$

Przyjmując średnie warunki pracy, dla połączeń spoczynkowych odczytujemy z tabl. 5.1: $z = 0,6$. Z tabl. 1.4, dla stali 45 ulepszonej cieplnie, $k_c = 200 \text{ MPa}$, stąd wartość nacisków dopuszczalnych wynosi

$$k_o = z \cdot k_c = 0,6 \cdot 200 = 120 \text{ MPa}$$

Warunek: $p \leq k_o$ jest spełniony, ale z porównania wartości wynika, że długość piasty można zmniejszyć nawet do $l_o \approx 30 \text{ mm}$. W takich przypadkach o długości piasty zadecydują względy konstrukcyjne, m.in. wymagana sztywność połączenia i wymiary koła zębatego.

Metody wykonywania wielowypustów. Wypusty na wałkach otrzymuje się najczęściej przez frezowanie. Boki wypustów frezuje się zespołem frezów tarczowych, zaś wypukłe dna rowków — frezem kształtowym.

Drugą metodą jest frezowanie pełnego zarysu rowka za jednym przejściem frezem kształtowym lub metodą obwiedniową (frezem ślimakowym). Wałki wielowypustowe z wypustami na całej długości wykonuje się ostatnio również metodą dokładnej obróbki plastycznej (walcowania). Powierzchnie osiujące są szlifowane; jeżeli jest to średnica wewnętrzna d , wówczas szlifuje się także boczne powierzchnie wypustów.

Do wykonania otworów wielorowkowych w piaście stosuje się przeciąganie z użyciem specjalnych narzędzi (przeciągaczy). Przy osiowaniu na średnicy d otwór może być szlifowany.

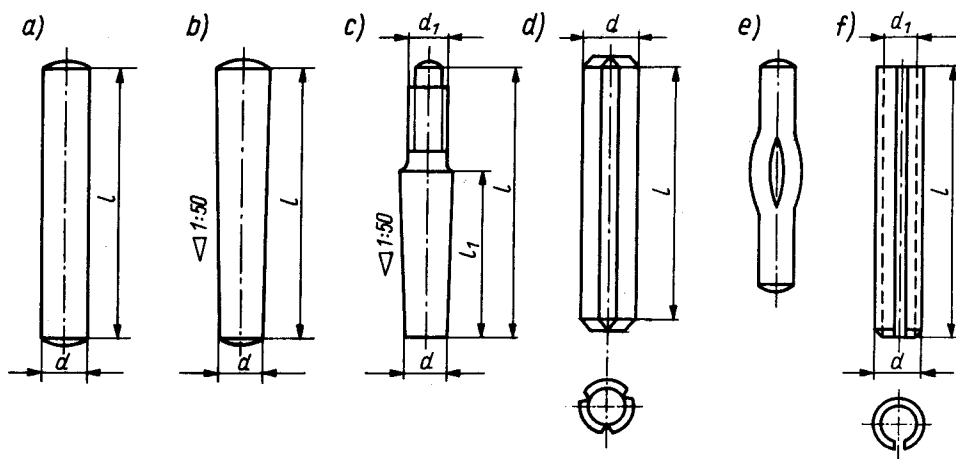
5.4. Połączenia kołkowe i sworzniowe

Połączenia kołkowe. Kołki są to elementy w kształcie walca lub stożka o dość dużej długości w stosunku do ich średnicy; najczęściej $2d \leq l \leq 20d$. Rozróżnia się kołki walcowe (PN-89/M-85021), stożkowe (PN-89/M-85020), stożkowe z czopem gwintowanym (PN-89/M-85022) lub z gwintem wewnętrznym (PN-89/M-85019), karbowe (PN-91/M-85024 ÷ 27) oraz sprężyste (PN-89/M-85023). Podstawowe rodzaje kołków przedstawia rys. 5.7.

W zależności od przeznaczenia rozróżnia się kołki łączące i ustalające.

Zadaniem kołków złącznych jest przenoszenie sił tnących, działających prostopadle do osi kołka. Kołki łączące są stosowane również do zabezpieczania elementów łączonych przed przeciążeniem (przy przeciążeniu połączenia są one ścinane).

Kołki ustalające stosuje się dla zapewnienia dokładnego położenia współpracujących elementów, połączonych np. za pomocą śrub. Przy ustala-



Rys. 5.7. Rodzaje kołków: a) walcowy, b) stożkowy, c) stożkowy z czopem gwintowanym, d, e) karbowy, f) rozcięty [3, PN]

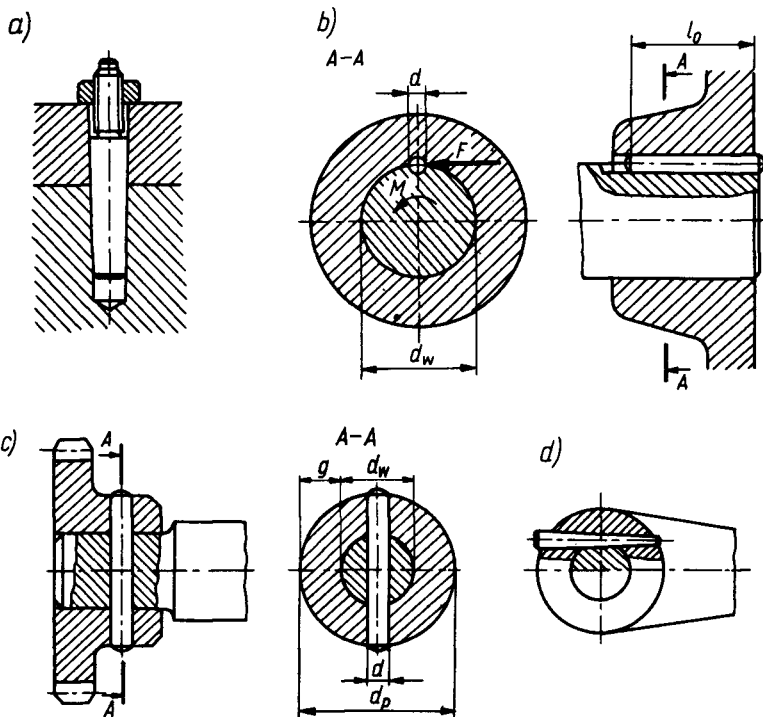
niu elementów o płaskich powierzchniach styku (np. wg rys. 4.2b) stosuje się dwa kołki, rozstawione w możliwie dużej odległości.

Kołki walcowe i stożkowe są powszechnie stosowane, zarówno jako złączne, jak i ustalające. Zależnie od wymagań konstrukcyjnych są one wciągane z różnym wciskiem (pasowania M8/h7, P7/h6 itp.). Stosowane wysokie klasy dokładności powodują, że wykonanie połączenia jest dość kosztowne; kołki są szlifowane, a otwory rozwiercane. W połączeniach wielokrotnie rozłączanych częściej stosuje się kołki stożkowe, ponieważ ich montaż jest łatwiejszy. W przypadku przewidywanych trudności z demontażem połączenia (np. konieczność wybijania kołka z otworów nieprzelotowych) stosuje się kołki stożkowe z czopem gwintowanym (rys. 5.8a) lub z gwintem wewnętrznym, co umożliwia wyciągnięcie kołka.

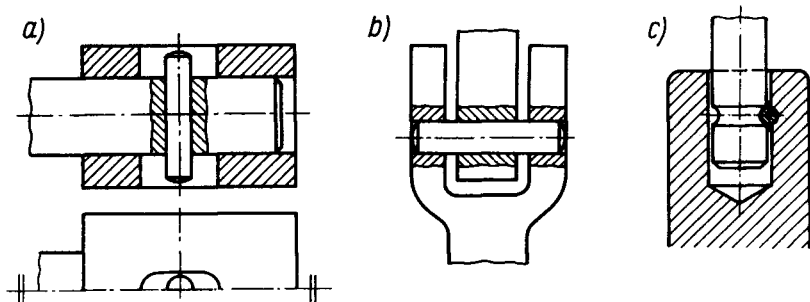
Kołki karbowe (rys. 5.7d, e) mają trzy karby, tworzące sprężyste zgrubienia, co zapewnia zacisk kołka w otworze. Karby mogą być wykonane na całej długości, na połowie długości lub na środkowej części kołka — zależnie od stosowanej normy. Kołki karbowe są stosowane przy niewielkiej dokładności wzajemnego ustawienia części łączonych, przeważnie w drobnych konstrukcjach.

Kołki sprężyste (rys. 5.7f), zwijane z taśmy ze stali sprężynowej, są stosowane przy przenoszeniu obciążeń uderowych.

Połączenia kołkowe dzieli się na spoczynkowe (wzdłużne, promieniowe i styczne — rys 5.8) oraz ruchowe (suwliwe, wahliwe i obrotowe — rys. 5.9). Połączenia kołkowe spoczynkowe z kołkami złącznymi są stosowane np. zamiast połączeń wpustowych lub klinowych, ponieważ ich wykonanie jest tańsze. Niewielki przekrój pracujący kołków powoduje, że połączenia te mogą przenosić tylko niewielkie obciążenia, co ogranicza ich zastosowanie. Połączenia kołkowe ruchowe stosuje się przy wymaganym względnym ruchu współpracujących części, np. przy przesuwie drążka w tulei



Rys. 5.8. Połączenia kołkowe spoczynkowe: a) ustalające z kołkiem stożkowym, b) wzdłużne, c) promieniowe, d) styczne [3, 5]



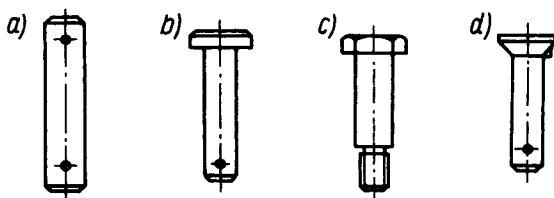
Rys. 5.9. Połączenia kołkowe ruchowe: a) suwliwe, b) wahlliwe, c) obrotowe [częściowo 4]

(rys. 5.9a), w połączeniu przegubowym (b), do unieruchomienia grzybka zaworu przy obracającym się wrzecionie (c) itd.

Wymiary kołków ustalających i większości kołków złącznych (przenoszących małe obciążenia) są ustalane tylko konstrukcyjnie, bez wykonywania obliczeń wytrzymałościowych. W niezbędnych przypadkach kołki sprawdza się z warunków na ścinanie oraz na naciski powierzchniowe wg ogólnych wzorów, przyjmując wartość naprężeń dopuszczalnych k_t z tabl. 1.4, a wartość nacisków dopuszczalnych — wg tabl. 5.1 dla połączeń kształtowych.

Połączenia sworzniowe. Sworzniami nazywa się grubsze kołki walcowe, zabezpieczone przed wysunięciem z łączonych części. Do znormalizowanych

Rys. 5.10. Rodzaje sworzni: a) bez łba, b) z dużym łbem, c) z czopem gwintowanym, d) noskowy [wg PN]



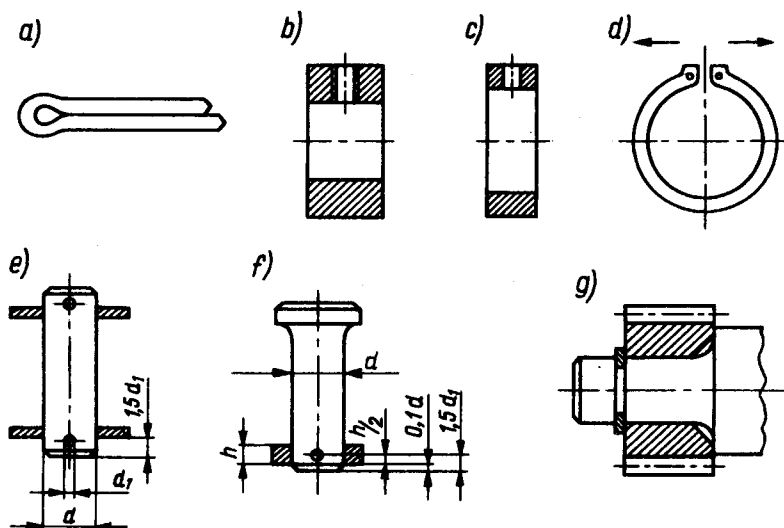
sworznie pełnych należą sworznie bez łba, z łbem walcowym małym lub dużym, z czopem gwintowanym oraz sworznie noskowe (kolejno wg PN-90/M-83001, 83002, 83007 i 83009). Rodzaje sworzni przedstawia rys. 5.10.

W budowie maszyn często stosuje się również nie znormalizowane sworznie drażne.

Zabezpieczenie sworzni przed przesunięciem wzdłużnym uzyskuje się za pomocą łbów, podkładek i kołków lub zawleczek oraz pierścieni osadczych albo sprężynujących (rys. 5.11). Sworznie noskowe są stosowane w przypadku, gdy niezbędne jest zabezpieczenie sworznia przed obrotem względem części łączonych.

Połączenia sworzniowe są stosowane przede wszystkim w połączeniach ruchowych (wahliwych, przegubowych), np. do łączenia tłoków z korbowodami w silnikach i pompach, ogniw w łańcuchach sworzniowych itd. Za pomocą sworzni łączy się pasy blachy, pręty itp (podobnie jak w połączeniach nitowych), gdy zależy nam na utrzymaniu połączeń rozłącznych.

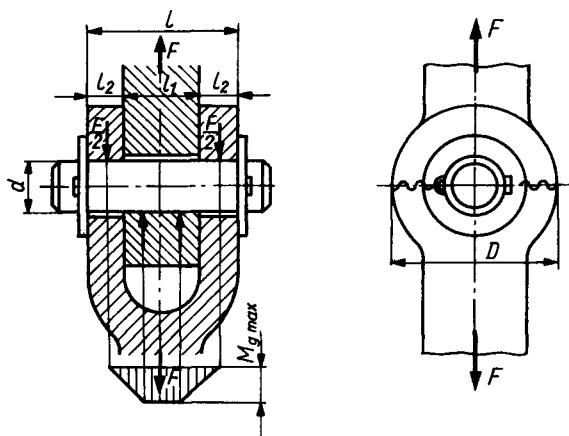
Zależnie od przewidywanych warunków pracy i wymagań konstrukcyjnych, sworznie mogą być pasowane ciasno w obu częściach łączonych lub też w jednej części ciasno, a w drugiej — luźno. W konstrukcjach, w których



Rys. 5.11. Zabezpieczenia sworzni: a) zawlecзка; pierścienie: b) osadczy ciężki, c) kołkowy lub zawleczkowy, d) sprężynujący; e, f, g) przykłady zastosowania [częściowo 3]

obie części współpracujące mają wykonywać ruchy wahliwe względem sworznia, są stosowane sworznie swobodne (tzw. „pływające”), osadzone luźno w obu częściach.

Obliczanie połączeń sworzniowych. Podstawowym przykładem połączenia sworzniowego jest połączenie widelkowe (rys. 5.12). Obliczanie sworzni prowadzi się w zależności od zastosowanego rodzaju pasowania.



Rys. 5.12. Połączenie sworzniowe widelkowe

Sworzeń pasowany ciasno jest narażony na ściecie w dwóch przekrojach, stosuje się zatem wzór

$$\tau_t = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2} \leq k_t \text{ (} k_{tj} \text{ lub } k_{to} \text{)} \quad (5.4)$$

Sworzeń osadzony luźno jest obliczany na zginanie. Przyjmując obciążenie sworznia wg rys. 5.12, wyznacza się wartość maksymalnego momentu zginającego, występującego w osi połączenia

$$M_{g \max} = \frac{F}{2} \left(\frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{l_1}{4} = \frac{F(l_1 + 2l_2)}{8}$$

Ponieważ $l_1 + 2l_2 = l$, stąd

$$M_{g \max} = \frac{F \cdot l}{8} \quad (5.5)$$

Warunek wytrzymałościowy przy zginaniu sworznia

$$\sigma_g = \frac{F \cdot l}{8 W_x} \leq k_g \text{ (} k_{gj} \text{ lub } k_{go} \text{)} \quad (5.6)$$

Dla sworznia pełnego — $W_x = 0,1 d^3$, a dla sworznia drążonego — $W_x \approx 0,1 \left(\frac{d^4 - d_o^4}{d} \right)$, gdzie d_o — średnica otworu wzdłużnego w sworzniu drążonym.

Połączenia sworzniowe sprawdza się na naciski powierzchniowe między sworzniem a piastą ucha

$$p = \frac{F}{d \cdot l_1} \leq k_o \quad (5.7)$$

oraz w piastach widełek

$$p = \frac{F}{2d \cdot l_2} \leq k_o \quad (5.8)$$

Wartości naprężeń dopuszczalnych (k_t , k_{tj} , k_{to} , k_g , k_{gj} lub k_{go}) przyjmuje się wg zaleceń ogólnych (tabl. 1.4, 1.5). Wartości nacisków dopuszczalnych k_o ustala się na podstawie tabl. 5.1 (dla połączeń kształtowych), przyjmując wartości z:

- przy pasowaniu ciasnym — dla połączeń spoczynkowych;
- przy pasowaniu luźnym — dla połączeń obrotowych pod obciążeniem.

Pozostałe wymiary połączeń sworzniowych zakłada się konstrukcyjnie, sprawdzając wytrzymałościowo przekroje niebezpieczne (np. przekrój zaznaczony na rys. 5.12). W połączeniach sworzniowych widełkowych dość często przyjmuje się następujące proporcje wymiarowe: $l_1 = (1,4 \div 1,7)d$, $l_2 = (0,3 \div 0,5)l_1$ oraz dla sworzní drążonych $d_o = (0,5 \div 0,6)d$.

PRZYKŁAD 5.3. Zaprojektować połączenie sworzniowe widełkowe wg rys. 5.12, obciążone siłą odzerową tętniącą $F_{max} = 20$ kN. Założyć materiał widełek — stal St5 oraz materiał łącznika i sworznia — stal 55 ulepszoną cieplnie. Sworzeń w widełkach ma być osadzony ciasno, łącznik zaś powinien wykonywać ruch wahadłowy.

Rozwiązanie

Ze względu na wymagane luźne pasowanie sworznia z otworem w łączniku traktujemy sworzeń jako zginany. Nie znając wymiarów połączenia, zakładamy wstępnie:

$$l_1 = 1,7d$$

$$l_2 = 0,4l_1 = 0,4 \cdot 1,7d = 0,68d$$

$$l = l_1 + 2l_2 = 1,7d + 2 \cdot 0,68d = 3,06d$$

Podstawiając $l = 3,06d$ do wzoru na naprężenia zginające, otrzymamy

$$\sigma_g = \frac{F \cdot l}{8 \cdot 0,1d^3} = \frac{F \cdot 3,06}{8 \cdot 0,1d^2} \leq k_{gj}$$

Dla materiału łącznika $k_{gj} = 140$ MPa (z tabl. 1.4), stąd

$$d \geq \sqrt{\frac{3,06F}{0,8k_{gj}}} = \sqrt{\frac{3,06 \cdot 20\,000}{0,8 \cdot 140}} \approx 23,4 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $d = 28$ mm i obliczamy wymiary:

$$l_1 = 1,7d = 1,7 \cdot 28 = 47,6 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}$$

$$l_2 = 0,4l_1 = 0,4 \cdot 50 = 20 \text{ mm}$$

Sprawdzamy naciski powierzchniowe. Z tablicy 5.1 przyjmujemy wartości z dla średnich warunków pracy (kolumna II) — m.in. ze względu na zmienne obciążenie, z tym, że:

— dla widełek (połączenie spoczynkowe) — $z = 0,6$, oraz

$$k_o = z \cdot k_c = 0,6 \cdot 145 = 87 \text{ MPa (dla stali St5)}.$$

— dla łącznika (połączenie obrotowe) — $z = 0,06$, oraz

$$k_o = z \cdot k_c = 0,06 \cdot 225 = 13,5 \text{ MPa (dla stali 55 ulepszonej cieplnie)}$$

Naciski powierzchniowe w widełkach

$$p = \frac{F}{2d \cdot l_2} = \frac{20\,000}{2 \cdot 28 \cdot 20} \approx 17,9 \text{ MPa} < k_o = 87 \text{ MPa}$$

Naciski powierzchniowe w łączniku

$$p = \frac{F}{d \cdot l_1} = \frac{20\,000}{28 \cdot 50} \approx 14,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 14,3 \text{ MPa} > k_o = 13,5 \text{ MPa}$$

Naciski w łączniku są za duże, zwiększamy więc l_1 do 55 mm.

Wówczas

$$p = \frac{F}{d \cdot l_1} = \frac{20\,000}{28 \cdot 55} \approx 13 \text{ MPa} < k_o = 13,5 \text{ MPa}$$

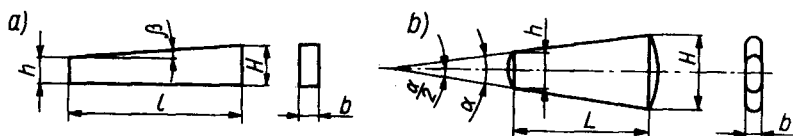
Łączny wymiar widełek wynosi $l = l_1 + 2l_2 = 55 + 2 \cdot 20 = 95 \text{ mm}$ i jest większy od $l = 3,06d$; dlatego należy sprawdzić naprężenia zginające:

$$\sigma_g = \frac{F \cdot l}{0,8d^3} = \frac{20\,000 \cdot 95}{0,8 \cdot 28^3} \approx 108,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 108,2 \text{ MPa} < k_g = 270 \text{ MPa (tabl. 1.4)}$$

5.5. Połączenia klinowe

Charakterystyka i klasyfikacja. Połączenia klinowe należą do połączeń pośrednich rozłącznych, w których łącznikiem jest klin. Powierzchnie robocze klina mogą być płaskie lub walcowe, tworzące kąt α (β) z osią klina.

Rozróżnia się kliny jednostronne (rys. 5.13a) oraz dwustronne symetryczne (rys. 5.13b) i niesymetryczne.



Rys. 5.13. Rodzaje klinów: a) wzdłużny jednostronny, b) poprzeczny dwustronny

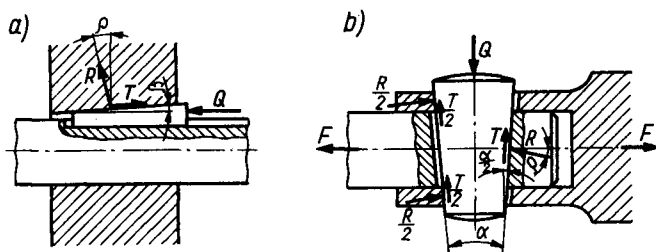
Zgodnie z PN-78/M-02042 wymiary klina jednostronnego określa się m.in. przez podanie jego pochylenia S

$$S = \frac{H-h}{l} = \operatorname{tg} \beta \quad (5.9)$$

natomiast dla klina dwustronnego symetrycznego podaje się zbieżność C

$$C = \frac{H-h}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (5.10)$$

Połączenia klinowe dzieli się na poprzeczne, w których oś klina jest prostopadła do osi części łączonych, oraz wzdłużne — o osiach równoległych. Sposób montażu i rozkład sił w obu rodzajach połączeń jest podany na rys. 5.14a, b.



Rys. 5.14. Rozkład sił w połączeniach klinowych: a) wzdłużnych, b) poprzecznych

Klin jest wbijany siłą Q , co powoduje powstanie między roboczymi powierzchniami klina i części łączonych znacznych sił docisku i związanych z nimi sił tarcia T . Aby klin nie wypadł w czasie pracy, musi być spełniony warunek samohamowości. Do klinów jednostronnych i dwustronnych symetrycznych (stosowanych częściej niż niesymetrycznych), warunek ten jest określony zależnościami

$$\rho \geq \beta \quad \text{lub} \quad \rho \geq \frac{\alpha}{2} \quad (5.11)$$

w których: ρ — kąt tarcia ($\operatorname{tg} \rho = \mu$).

Dla przeciętnych warunków pracy (stal po stali, powierzchnie niesmarowane) przyjmuje się obliczeniowy współczynnik tarcia $\mu = 0,1$; stąd $\rho = \operatorname{arctg} 0,1 \approx 5^\circ 43'$. Pochylenie klinów wzdłużnych wynosi $S = \operatorname{tg} \beta = 0,01$ (1:100),

zbieżność zaś klinów poprzecznych — $C = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 1:5$ lub $1:10$ (wartości uprzywilejowane), co przy pracy bez drgań wystarcza do zachowania samohamowności klina.

Połączenia klinowe poprzeczne. Podstawowym typem połączenia klinowego poprzecznego jest połączenie pokazane na rys. 5.1f. Połączenie to jest samohamowne tylko w przypadku, gdy siła wzdłużna F stanowi obciążenie statyczne. Przy obciążeniach wahadłowych siła wzdłużna F cyklicznie zmienia

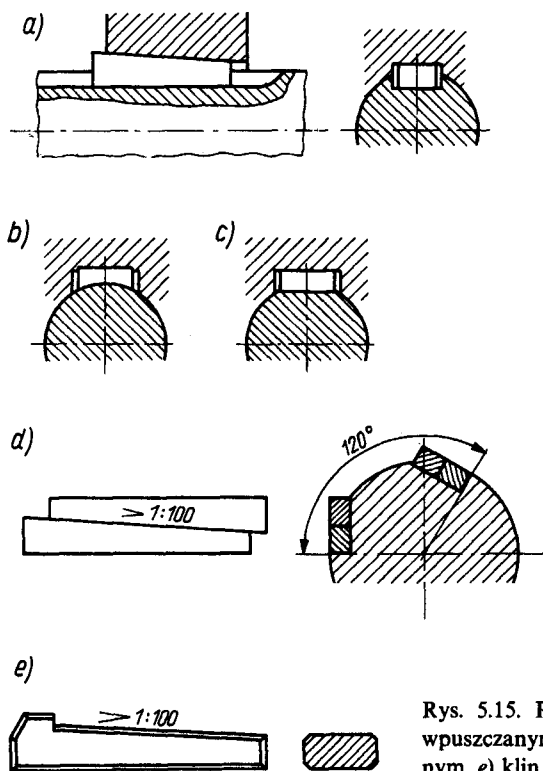
zwrot na przeciwny, wskutek czego w chwili zmiany zwrotu (gdy $F = 0$) będzie powstawać chwilowy brak styku powierzchni roboczych oraz luzowanie połączenia i wysuwanie klina.

Połączenia klinowe poprzeczne wykazują dużo wad, wśród których należy podkreślić: znaczne osłabienie części łączonych, nierównomierny rozkład naprężeń, niekorzystny montaż z powodu stosowania dużych sił przy wbijaniu klina, stosunkowo duże wymiary połączenia itd.

Do zalet zalicza się w zasadzie tylko łatwość demontażu (przez wybicie klina) oraz kasowanie luzów. Połączenia te były spotykane w starszych konstrukcjach i obecnie są zastępowane w budowie maszyn przez połączenia wciskowe, sworzniowe lub gwintowe.

Połączenia klinowe wzdłużne. Połączenia klinowe wzdłużne są stosowane do łączenia wałów z osadzonymi na nich częściami (kołami zębatymi, sprzęgłami itp.). Po wbiciu klina na powierzchniach styku klina z czopem piasty są wywołane duże naciski. Związane z nimi siły tarcia (rys. 5.14a) przenoszą moment obrotowy, niezależnie od rodzaju klina wzdłużnego.

Klin wzdłużny ma kształt zbliżony do wpustu pryzmatycznego, z tym że jedna z jego płaszczyzn ma pochYLENIE 1:100. W zależności od położenia klinów względem powierzchni czopa rozróżnia się kliny wpuszczane, wklęsłe, płaskie i styczne (rys. 5.15).



Rys. 5.15. Połączenia klinowe wzdłużne: a) z klinem wpuszczanym, b) z wklęsłym, c) z płaskim, d) ze stycznym, e) klin noskowy [PN]

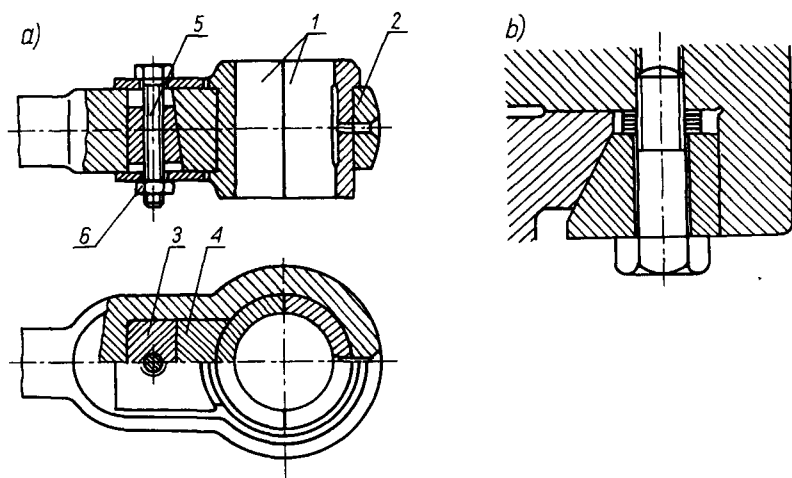
Kliny wklęsłe (PN-90/M-85036) i płaskie (PN-90/M-85034) są stosowane obecnie bardzo rzadko, ponieważ mogą przenosić tylko nieznaczne obciążenia w maszynach wolnobieżnych (m.in. ze względu na złe osiowanie). Częściej spotyka się kliny wpuszczane (PN-73/M-85031), przeważnie w mało precyzyjnych maszynach wolnobieżnych.

W przypadku utrudnionego dostępu do wbijania klina (z przeciwnej strony piasty) stosuje się kliny noskowe (rys. 5.15e); ich kształt umożliwia wyciągnięcie klina za pomocą odpowiedniego wybijaka.

W połączeniach obciążonych dużymi momentami obrotowymi o zmiennych kierunkach (obciążenia wahadłowe) są stosowane kliny *styczne* — wg PN-90/M-85007. Połączenie składa się z dwóch par klinów rozstawionych pod kątem 120° (rys. 5.15d) lub w wyjątkowych przypadkach — co 180° . Każda para klinów przenosi obciążenie przy innym kierunku ruchu obrotowego wału, co zabezpiecza połączenie przed samoczynnym luzowaniem.

Kliny wzdłużne w zasadzie nie są obliczane wytrzymałościowo. Wymiary klinów dobiera się z norm na podstawie średnicy wału, podobnie jak w połączeniach wpustowych.

Do zasadniczych wad połączeń klinowych wzdłużnych należą: mimośrodowe przesunięcie i skośne ustawienie osadzonej części (zależne od wielkości luzu przy pasowaniu piasty z wałem i długości piasty), nierównomierny rozkład naprężeń, niekorzystny montaż, a także trudności z dopasowaniem klina (przy różnych wymiarach, w ramach tolerancji wykonania, klin może być osadzany za płytko lub za głęboko). Wady te powodują, że kliny wzdłużne są stosowane rzadko, głównie do wałów wolnoobrotowych, w połączeniach obciążonych niewielkim momentem skręcającym oraz przy minimalnych wymaganiach odnośnie współosiowości osadzanych części względem osi wału.



Rys. 5.16. Połączenia klinowe nastawcze do regulacji luzu: a) w głowicy korbowodu, b) w prowadnicach obrabiarek [12, 14]

Kliny nastawcze. Służą one do ustalania położenia części maszynowych. Na rysunku 5.16a pokazano sposób regulacji luzu w głowicy korbowodu 2: obrót śruby 5 powoduje przesuwanie się klina 3 wzdłuż śruby i dociśnięcie wkładki 4 do połówki panewki 1. Po ustaleniu położenia klina unieruchamia się śrubę za pomocą nakrętki 6, co stanowi zabezpieczenie przed zmianą położenia klina.

Na rysunku 5.16b podano przykład klina nastawczego do regulacji luzu w prowadnicach pryzmowych, stosowanych m.in. w obrabiarkach.

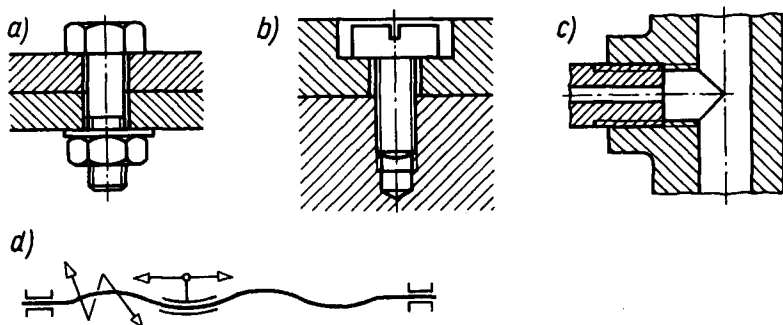
6. Połączenia gwintowe

6.1. Ogólna charakterystyka i klasyfikacja połączeń gwintowych

Połączenia gwintowe są połączeniami kształtowymi rozłącznymi najczęściej stosowanymi w budowie maszyn.

Zasadniczym elementem połączenia gwintowego jest **łącznik**, składający się zazwyczaj ze **śruby** (z gwintem zewnętrznym) i **nakrętki** (z gwintem wewnętrznym). Skręcenie ze sobą obu gwintów łącznika tworzy połączenie gwintowe.

Połączenie gwintowe dzieli się na pośrednie i bezpośrednie. W połączeniach pośrednich części maszyn łączy się za pomocą łącznika (rys. 6.1a); rolę nakrętki może również odgrywać gwintowany otwór w jednej z łączonych części (rys. 6.1b). W połączeniach bezpośrednich gwint jest wykonany na łączonych częściach (rys. 6.1c).



Rys. 6.1. Połączenia gwintowe: a, b) pośrednie, c) bezpośrednie, d) schemat mechanizmu śrubowego

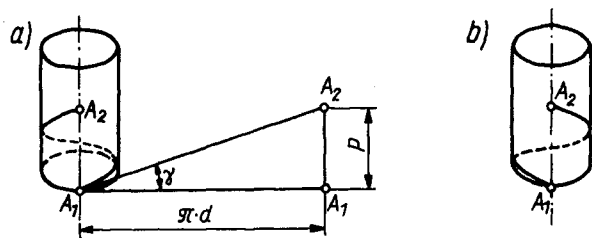
Połączenia gwintowe stanowią połączenia **spoczynkowe**, wykorzystywane do łączenia części, do regulacji ich położenia (np. rys. 5.16) itp. Gwinty są stosowane również w mechanizmach śrubowych, określanych także jako połączenia gwintowe **ruchome**.

Mechanizmy śrubowe służą do zamiany ruchu obrotowego na postępowo-zwrotny (np. wg schematu — rys. 6.1d); są stosowane do celów napędowych, m.in. do przesuwu stołu lub suportu w obrabiarkach, tworząc zespół roboczy w podnośnikach lub prasach śrubowych itd. W związku

z tym, że podstawowym elementem mechanizmów śrubowych jest gwint oraz biorąc pod uwagę, że każde połączenie gwintowe podczas jego zakręcania (skręcania, napinania) lub luzowania może być traktowane jako mechanizm śrubowy — mechanizmy te są omawiane w niniejszym rozdziale łącznie z połączeniami gwintowymi.

6.2. Budowa i podstawowe parametry gwintu

Linia śrubowa. Podstawowym pojęciem, związanym z powstawaniem gwintu, jest linia śrubowa. Linia śrubowa jest krzywą przestrzenną, opisaną na poboczniczy walca przez punkt poruszający się ruchem jednostajnym wzdłuż osi walca (osi linii śrubowej) — przy stałej prędkości obrotowej walca. Powstawanie linii śrubowej można sobie łatwo wyobrazić jako nawijanie na walec linii prostej — stanowiącej przeciwprostokątną trójkąta prostokątnego (rys. 6.2).



Rys. 6.2. Powstawanie linii śrubowej

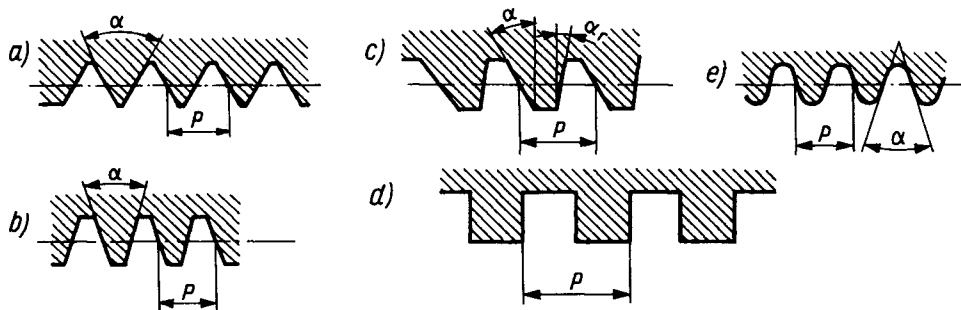
Określając odcinek A_1-A_2 jako podziałkę danej linii śrubowej P oraz kąt γ jako wznios linii śrubowej, otrzymuje się zależność

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d} \quad (6.1)$$

Rozróżnia się linię śrubową prawą (rys. 6.2a) i lewą (rys. 6.2b). Linią śrubową prawą jest linia, która oglądana wzdłuż osi linii śrubowej oddala się od obserwatora w wyniku ruchu obrotowego zgodnego z ruchem wskazówek zegara, zaś linią śrubową lewą — linia oddalająca się w wyniku ruchu przeciwnego.

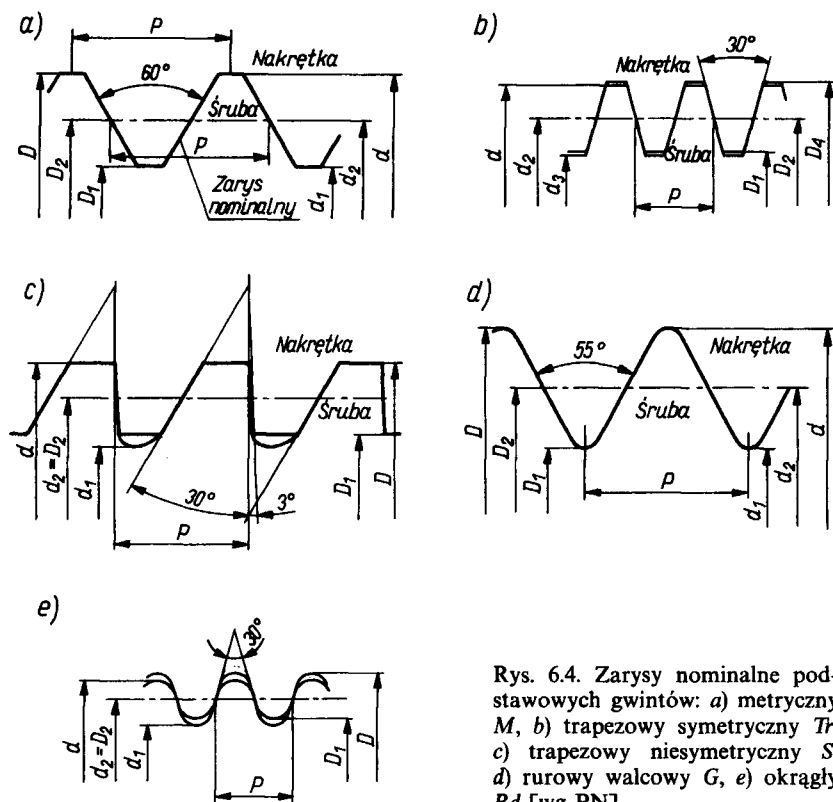
Gwint. Gwint powstaje przez wycięcie bruzd (rowków) o określonym kształcie wzdłuż linii śrubowej. Powstałe występy oraz bruzdy, obserwowane w płaszczyźnie przechodzącej przez oś gwintu, tworzą zarys gwintu. Zarys gwintu tworzy więc linia konturowa przekroju osiowego gwintu. W zależności od zarysu rozróżnia się gwinty: **trójkątne**, **trapezowe** symetryczne i niesymetryczne, **prostokątne** i **okrągłe** (rys. 6.3).

Wymiary nominalne gwintu śruby i nakrętki, podane w normach (PN), są oparte na zarysie nominalnym, wspólnym dla gwintu zewnętrznego (śruby) i wewnętrznego (nakrętki). Wymiary rzeczywiste gwintów różnią się od wymiarów nominalnych m.in. o wartość promieni, zmniejszających szerokość



Rys. 6.3. Zarysy gwintu: a) trójkątny, b) trapezowy symetryczny, c) trapezowy niesymetryczny, d) prostokątny, e) okrągły

powierzchni roboczej gwintu, oraz o różnice wynikające z tolerancji gwintu (zależnej od przeznaczenia gwintu i przyjętej klasy gwintu) i niedokładności obróbki. W podręczniku zagadnienia te zostały pominięte, a wszystkie obliczenia oparto na wymiarach nominalnych, podanych w normach gwintów. Zarysy nominalne najczęściej stosowanych gwintów przedstawiono na rys. 6.4.



Rys. 6.4. Zarysy nominalne podstawowych gwintów: a) metryczny M, b) trapezowy symetryczny Tr, c) trapezowy niesymetryczny S, d) rurowy walcowy G, e) okrągły Rd [wg PN]

Parametry gwintu. Do podstawowych parametrów gwintu należą:

- d — średnica gwintu śruby (średnica trzpienia, na którym nacięto gwint);
- D — średnica dna wrębów nakrętki (dla gwintu trapezowego metrycznego ISO — D_4);
- d_1 — średnica rdzenia śruby (dla gwintu trapezowego metrycznego ISO — d_3);
- D_1 — średnica otworu nakrętki;
- d_2 — średnica podziałowa śruby;
- D_2 — średnica podziałowa nakrętki — $D_2 = d_2$;
- P — podziałka gwintu, odpowiadająca podziałce linii śrubowej (w gwintach jednokrotnych $P = P_h$);
- P_h — skok gwintu w gwintach wielokrotnych ($P_h = n \cdot P$, gdzie n — krotność gwintu);
- α — kąt gwintu, mierzony między bokami zarysu;
- γ — wznios gwintu równy wzniosowi linii śrubowej, obliczany na średnicy podziałowej wg zależności 6.1: $\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$.

Pozostałe wymiary gwintów (wysokość zarysu gwintu, promienie zaokrągleń, luz wierzchołkowy itd.) są podane w poszczególnych normach w zależności od podziałki gwintu.

6.3. Rodzaje gwintów i ich zastosowanie

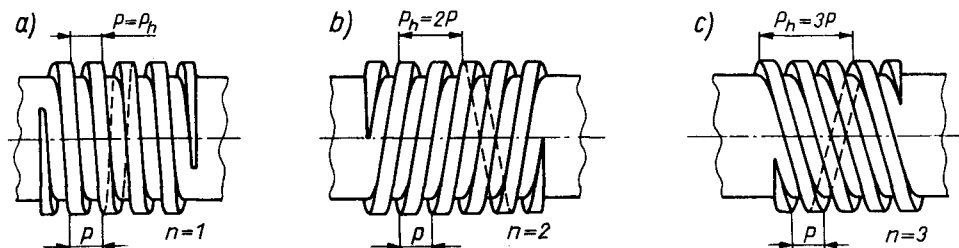
Wiadomości ogólne. Do gwintów powszechnie stosowanych należą gwinty trójkątne: metryczne i rurowe walcowe oraz trapezowe: metryczne ISO i niesymetryczne. Ponadto gwinty dzieli się na:

- zwykłe, drobne (drobnozwojne) i grube (grubozwojne);
- jednokrotne (pojedyncze) wielokrotne (dwukrotne, trzykrotne itd.);
- prawe i lewe.

Gwinty zwykłe występują najczęściej w elementach niezbyt dokładnych, produkowanych seryjnie lub masowo. Gwinty drobne mają mniejszą podziałkę niż gwinty zwykłe o tej samej średnicy. Ze względu na mniejszą głębokość gwintu są one stosowane w celu zwiększenia średnicy rdzenia śruby; są nacinane na tulejach, rurach itd. Charakteryzują się także wysoką samohamownością (mały kąt γ), zabezpieczając połączenie przed luzowaniem.

Gwinty grube są stosowane w zarysach trapezowych przy $d \geq 22$ mm, głównie w przypadkach, gdy o obciążalności połączenia decydują naciski jednostkowe na powierzchniach roboczych gwintu, np. w połączeniach spoczynkowych często odkręcanych.

W gwintach wielokrotnych istnieje kilka początków (wejść) poszczególnych zwojów gwintu (rys. 6.5). Zwoje są równoległe do siebie, a ich początki są rozstawione symetrycznie na obwodzie walca (np. w gwincie 3-krotnym — co 120° itd.). Dla gwintów wielokrotnych określa się skok gwintu P_h , równy



Rys. 6.5. Rodzaje gwintów: a) jednokrotny prawy, b) dwukrotny lewy, c) trzykrotny prawy [14]

podziałce danej linii śrubowej, oraz podziałkę gwintu P , tzn. odległość między jednakowymi punktami sąsiednich zwojów, mierzoną równoległe do osi gwintu.

Gwinty jednokrotne są stosowane głównie we wszystkich połączeniach spoczynkowych, m.in. ze względu na ich samohamowność, zabezpieczenie przed luzowaniem, łatwiejsze i tańsze wykonanie itd. Gwinty wielokrotne stosuje się w połączeniach ruchowych, w których wymagane jest duże przesunięcie przy jednym obrocie śruby, wysoka sprawność, niesamohamowność itp.

Podział gwintów na **p r a w e** i **l e w e** wynika z definicji linii śrubowej prawej i lewej. Powszechnie stosuje się gwinty prawe. Gwinty lewe stosuje się m.in. w niektórych elementach obrabiarek — gdy użycie gwintu prawego powoduje samoczynne luzowanie połączenia, jako jeden z gwintów tzw. nakrętki rzymskiej itp.

Sposób oznaczania gwintów ogólnego przeznaczenia oraz numery dotyczących ich norm podano w tablicy 6.1.

Tablica 6.1

Gwinty ogólnego przeznaczenia

Lp.	Nazwa gwintu	α	Oznaczenie*	Normy	
				wymiarów	tolerancji
1	Metryczny	60°	M (d)	} PN-83/ /M-02013	PN-83/ /M-02113
2	Metryczny drobnoszwojny	60°	M (d × P)		
3	Trapezowy metryczny ISO	30°	Tr (d × P)	PN-ISO 2901:1995	PN-ISO 2903:1996
4	Trapezowy niesymetryczny	3° + 30°	S (d × P)	PN-88/ /M-02019	PN-88/ /M-02119
5	Trapezowy niesymetryczny	3° + 45°	S (d × P)	PN-87/M-02027	
6	Rurowy połączeń ze szczelnością nie uzyskiwaną na gwincie	55°	G (d)**	PN-ISO 228-1:1995	
7	Okrągły	30°	RD (d)	PN-84/M-02035	

U w a g i: * Dla gwintów wielokrotnych podaje się wartość skoku oraz — w nawiasach — wartość podziałki, np. M48 × 2(P1). Symbol LH (tylko dla gwintu lewego) podaje się na końcu oznaczenia.

** W gwintach rurowych za literą G podaje się oznaczenie wielkości gwintu (wg tablicy w normie), np. G1^{1/2} oznacza gwint, którego średnica zewnętrzna wynosi 47,8 mm.

Gwint metryczny. Podstawowym gwintem o zarysie trójkątnym jest gwint metryczny (rys. 6.4a), znormalizowany w PN-83/M-02013 — dla średnic $1 \div 600$ mm oraz w PN-74/M-02012 — dla $0,25 \div 0,9$ mm. Gwint metryczny jest stosowany głównie w połączeniach spoczynkowych. Do jego zalet zalicza się dużą wytrzymałość ze względu na duży kąt gwintu ($\alpha = 60^\circ$), samohamowność, małą wrażliwość na niedokładność wykonania itp. Cechy te decydują o powszechnym ich zastosowaniu. Wadą gwintu metrycznego jest niedokładne osiowanie, będące wadą prawie wszystkich gwintów walcowych (naciętych na walcu), oraz niska sprawność.

Zastosowanie gwintów metrycznych drobnozwojnych wynika z omówionych już cech gwintów drobnych. Przy zwiększonej dokładności ich wykonania uzyskuje się zwiększoną szczelność połączenia, zmniejszenie szkodliwego działania karbu itp.

W przypadkach stosowania gwintów metrycznych w mechanizmach pomiarowych (śruby mikrometryczne, nastawcze itd.) wykonuje się je wg normy PN-78/M-02015, obejmującej gwinty metryczne do przyrządów precyzyjnych. Znormalizowane są również gwinty metryczne do pasowań ciasnych (PN-88/M-02115) oraz do wyrobów z tworzyw sztucznych (PN-81/M-02116).

Gwinty trapezowe. Gwinty trapezowe dzieli się na: metryczne ISO (PN-ISO 2901:1995, rys. 6.4b) oraz niesymetryczne (PN-88/M-02019, rys. 6.4c). Wśród nich rozróżnia się gwinty drobne (drobnozwojne), zwykle (uprzywilejowane) i grube (grubozwojne). Ze względu na stosowanie różnych skoków przy tej samej średnicy gwintu w oznaczeniach zawsze podaje się skok gwintu.

Gwinty trapezowe są stosowane przeważnie w połączeniach ruchowych (mechanizmach śrubowych); charakteryzują się one wysoką wytrzymałością oraz dość wysoką sprawnością.

W połączeniach niesamohamownych stosuje się gwinty wielokrotne, których sprawność (w porównaniu z gwintami jednokrotnymi) jest znacznie większa.

Gwinty trapezowe metryczne ISO stosuje się najczęściej przy przenoszeniu dużych obciążeń w obu kierunkach (np. w śrubach pociągowych obrabiarek) oraz przy obciążeniach jednokierunkowych i małych prędkościach ruchu (np. w śrubach podnośników, wrzecion zaworów itd.). Dodatkową zaletą jest możliwość regulacji i kasowania luzów poosiowych za pomocą nakrętek dwudzielnych.

Gwinty trapezowe niesymetryczne charakteryzują się największą wytrzymałością. Gwinty te mogą pracować tylko przy jednym kierunku obciążeń; powierzchnie robocze są pochylone pod kątem $\alpha_r = 3^\circ$, natomiast luz poosiowy jest zachowany między powierzchniami pomocniczymi, nachylonymi pod kątem $\alpha_p = 30^\circ$. Stosowane są do przenoszenia dużych obciążeń przy większych prędkościach ruchu, m. in. w prasach śrubowych.

Gwinty trapezowe niesymetryczne o kącie pomocniczym $\alpha_p = 45^\circ$ (PN-87/M-02027) stosuje się w połączeniach, w których niezbędne jest zwiększenie

średnicy rdzenia śruby przy nie zmienionej średnicy zewnętrznej oraz przy różnych obciążeniach (np. przy ruchu podnośnika do góry z ciężarem i do dołu bez obciążenia).

Gwint prostokątny nieznormalizowany jest obecnie stosowany tylko w wyjątkowych przypadkach w produkcji jednostkowej, ponieważ jego zadania są lepiej spełniane przez gwint trapezowy, który może przenieść większe obciążenia oraz jest łatwiejszy do wykonania.

Gwint rurowy walcowy. Gwint rurowy (wg PN-ISO 228-1:1995) jest gwintem trójkątnym (rys. 6.4d), stosowanym głównie do łączenia przewodów rurowych. Jest to gwint całowy drobnozwojny (kąt gwintu $\alpha = 55^\circ$). Oznaczeniem gwintu jest litera G oraz oznaczenie wielkości gwintu (np. G 1 $\frac{1}{4}$); dla poszczególnych gwintów wymiary można odnaleźć w normie. Gwinty te nie zapewniają szczelności połączenia.

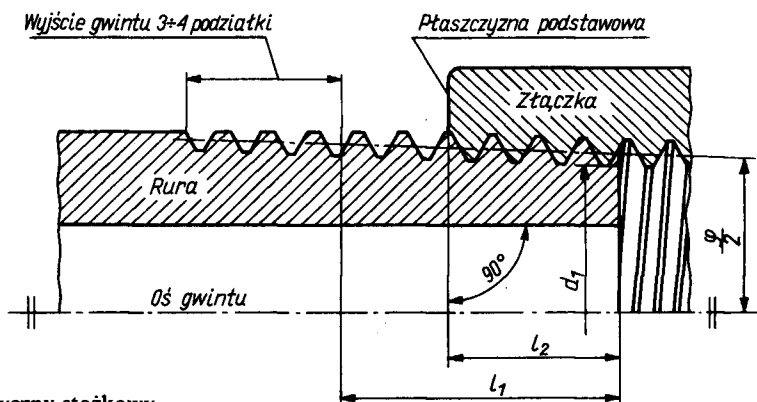
W praktyce można jeszcze spotkać gwinty całowe (Whitwortha) drobnozwojne, które do 1975 roku również były objęte przez PN.

Gwint okrągły. Ze względu na zaokrąglony zarys, gwint okrągły (PN-84/M-02035, rys. 6.4e) charakteryzuje się dużą wytrzymałością zmęczeniową, zwłaszcza przy obciążeniach uderzeniowych. Jest on stosowany w połączeniach spoczynkowych często rozłączanych, m.in. w złączach wagonowych, hakach dźwigów, przewodach pożarniczych.

Gwinty stożkowe. Gwint stożkowy powstaje podobnie jak gwint walcowy z tą różnicą, że jest nacinany na powierzchni stożka (rys. 6.6). Gwinty stożkowe są stosowane do łączenia przewodów rurowych wodnych, paliwowych, smarowych itd. Zapewniają one szczelność połączenia bez stosowania dodatkowych materiałów uszczelniających.

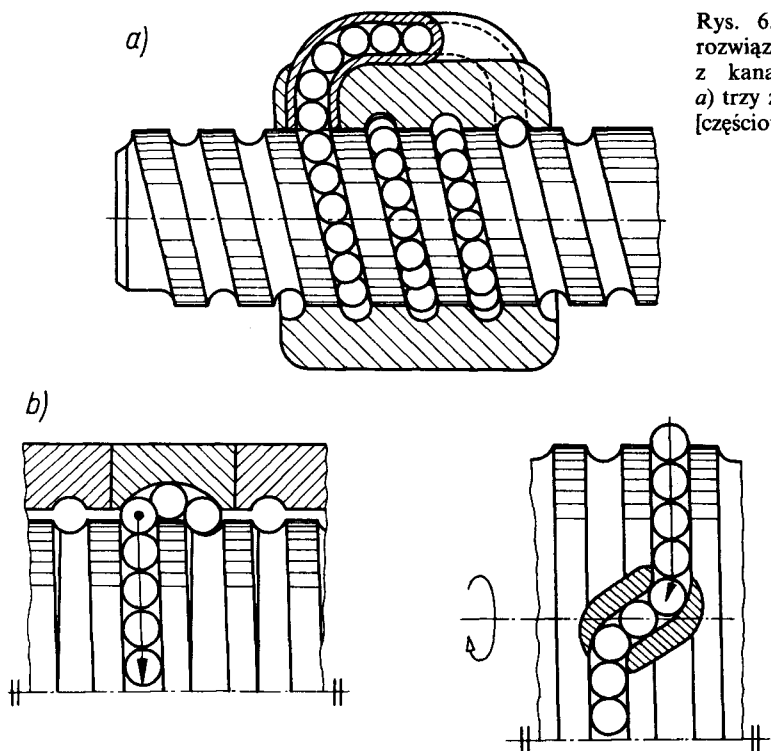
Gwint stożkowy jest wykonywany na rurze (gwint zewnętrzny), natomiast na złączce (gwint wewnętrzny) może być stosowany gwint stożkowy lub walcowy — zależnie od połączenia.

Do znormalizowanych gwintów należą: gwint rurowy połączeń ze szczelnością uzyskiwaną na gwincie (PN-ISO 7-1:1995) oraz gwint metryczny stożkowy (PN-90/M-02033) — rys.6.6.



Rys. 6.6. Gwint metryczny stożkowy

Gwinty toczne. Specjalnym rodzajem gwintu są gwinty toczne, w których między śrubę i nakrętkę są wprowadzone kulki, przetaczające się po powierzchniach roboczych gwintu. Średnice i skoki tych gwintów są znormalizowane (PN-84/M-55275 — przekładnie śrubowe toczne kulkowe). Kulki toczą się w zamkniętym obiegu z kanałem zwrotnym, przy czym obieg obejmuje 3, 2 lub jeden zwoj gwintu (rys. 6.7). Gwinty toczne są wykonywa-



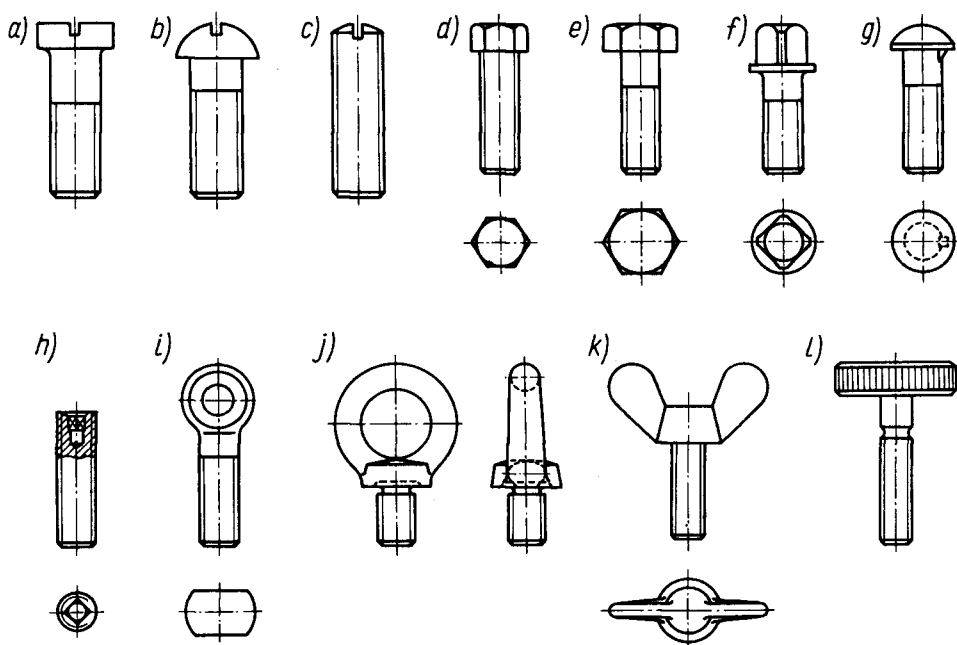
Rys. 6.7. Gwinty toczne; rozwiązanie konstrukcyjne z kanałem obejmującym: a) trzy zwoje, b) jeden zwoj [częściowo 14]

ne z dużą dokładnością (np. błąd skoku na długości 300 mm wynosi 0,03 do 0,01 mm), umożliwiającą m.in. uzyskanie bezłuzowej pracy i wysokiej sprawności (ponad 95%). Przekładnie śrubowe toczne są stosowane w śrubach pociągowych dokładnych obrabiarek, w mechanizmach śrubowych sprzętu pomiarowego (np. jako elementy napędowe i pomiarowe w obrabiarkach sterowanych numerycznie) itp.

6.4. Łączniki gwintowe

Znormalizowane łączniki gwintowe. Do znormalizowanych łączników gwintowych należą śruby, wkręty i nakrętki. Śruby są to łączniki z gwintem zewnętrznym, zakończone łbami o różnych kształtach — najczęściej sześciokątnym lub kwadratowym. Śruby dokręca się kluczami. Wkręty mają nacięty na łbie rowek i są dokręcane wkrętakiem. Łączniki te mogą

mieć gwint nacięty na całej długości trzpienia lub tylko na jego części. Rodzaje śrub i wkrętów są podane w normach od PN-74/M-82070 do PN-93/M-83116. Na rysunku 6.8a÷c podano wybrane rodzaje wkrętów, a na rys. 6.8d÷f — najczęściej stosowane śruby. W przypadku trudnego dostępu do łba śruby stosuje się śruby noskowe (rys. 6.8g) lub śruby z gniazdem wewnętrznym (rys. 6.8h). Śruby oczkowe (rys. 6.8i) stosuje się w połączeniach przegubowych (sworzniowych), zaś śruby z uchem (rys. 6.8j) — jako uchwyty przy podnoszeniu. Śruby skrzydełkowe (rys. 6.8k) i radełkowane (rys. 6.8l) służą do przykręcania ręcznego.



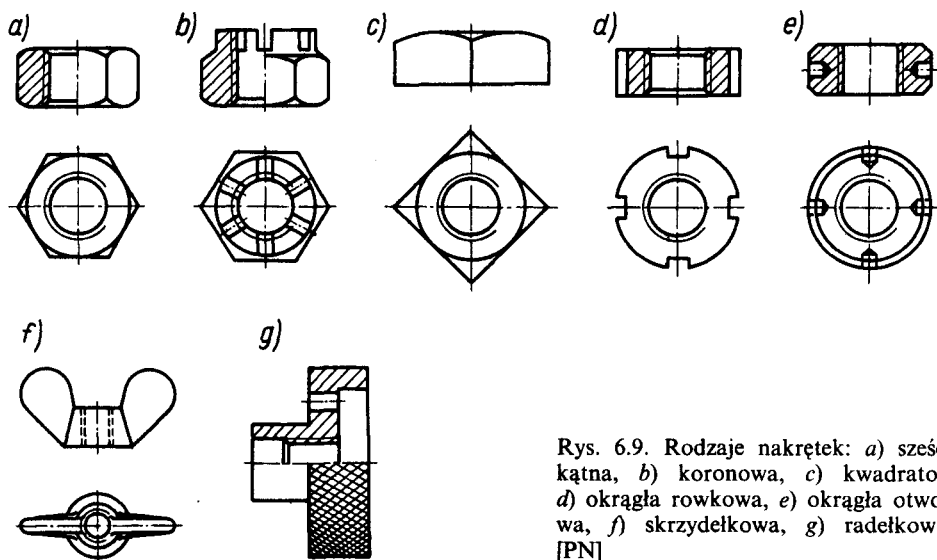
Rys. 6.8. Rodzaje wkrętów i śrub [14]

Śruby i wkręty objęte normami są stosowane i produkowane masowo. Na rysunkach zestawieniowych przedstawia się je przeważnie w sposób uproszczony — zgodnie z PN-81/N-01613, a w tabliczce rysunkowej podaje się oznaczenia, składające się z nazwy, rodzaju gwintu, długości śruby (wkrętu), materiału oraz numeru normy.

Przykłady oznaczeń:

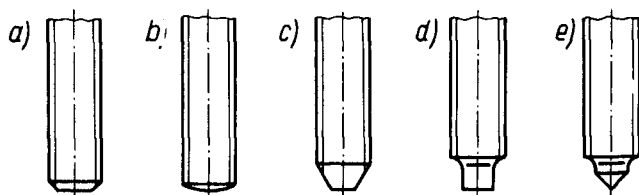
ŚRUBA $M12 \times 1,25 \times 70$ Ms PN-85/M-82101 (gwint $M12 \times 1,25$,
 $l = 70$ mm, miedź),
 WKREŃT $M6 \times 25$ PN-85/M-82219 (gwint $M6$, $l = 25$ mm, stal).

Nakrętki — elementy z gwintami wewnętrznymi — współpracują ze śrubami i wkrętami. Kształty nakrętek, podobnie jak łbów śrub, są dostosowane do potrzeb konstrukcyjnych. Nakrętki są objęte normami: PN-86/M-82144 ÷ PN-75/M-82471. Nakrętki najczęściej stosowane są przedstawione na rys. 6.9.



Rys. 6.9. Rodzaje nakrętek: a) sześciokątna, b) koronowa, c) kwadratowa, d) okrągła rowkowa, e) okrągła otworowa, f) skrzydełkowa, g) radełkowa [PN]

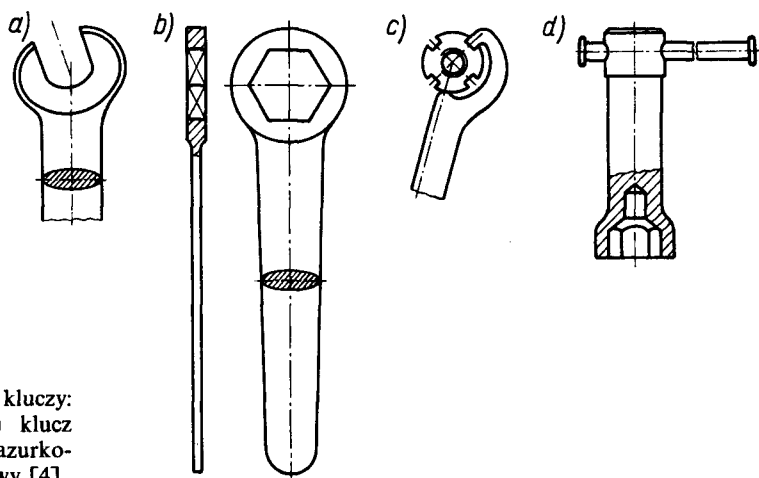
Zakończenia trzpieni łączników gwintowych przedstawiono na rys. 6.10. Powszechnie jest stosowane zakończenie płaskie z fazką 45° (rys. 6.10a) lub kuliste (rys. 6.10b). Śruby dociskowe mogą być zakończone w sposób podany na rys. 6.10 c, d, e, w zależności od częstotliwości odkręcania i konstrukcji elementów połączenia. Zakończenia śrub i wkrętów z gwintem metrycznym są ujęte w normie PN-84/M-82061, natomiast wymiary wyjść i podcięć w otworach — w PN-89/M-82063.



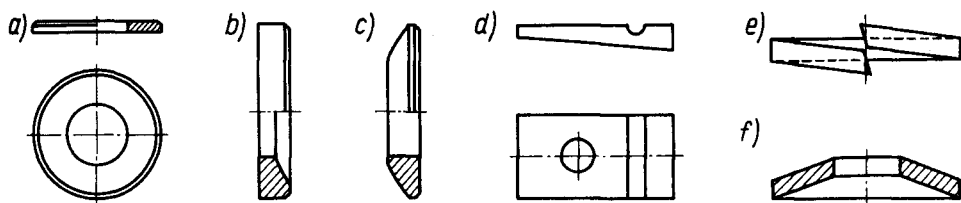
Rys. 6.10. Zakończenia śrub i wkrętów [14]

Klucze. Do dokręcania śrub i nakrętek stosowane są klucze uniwersalne nastawne (tzw. klucze francuskie, szwedzkie itp.) oraz klucze o stałych wymiarach, dostosowane do określonej wielkości i kształtu łba śruby. Wśród nich występują m.in. klucze płaskie (rys. 6.11a), oczkowe (rys. 6.11b), do nakrętek okrągłych rowkowych (rys. 6.11c), klucze czołowe (rys. 6.11d) i inne. Wymiary oraz rodzaje kluczy ujęto w normach: PN-88/M-64955 ÷ PN-65/M-65075. Dla zwiększenia wydajności montażu stosuje się m.in. klucze zapadkowe lub klucze i wkrętaki z napędem elektrycznym. Dla uzyskania określonej, regulowanej siły zacisku w połączeniu stosuje się klucze dynamometryczne.

Podkładki. Ważne uzupełnienie łączników gwintowych stanowią podkładki (PN-78/M-82005 ÷ PN-79/M-82036). Podkładki okrągłe (rys. 6.12a)



Rys. 6.11. Rodzaje kluczy:
a) klucz płaski, b) klucz
oczkowy, c) klucz pazurko-
wy, d) klucz nasadowy [4]

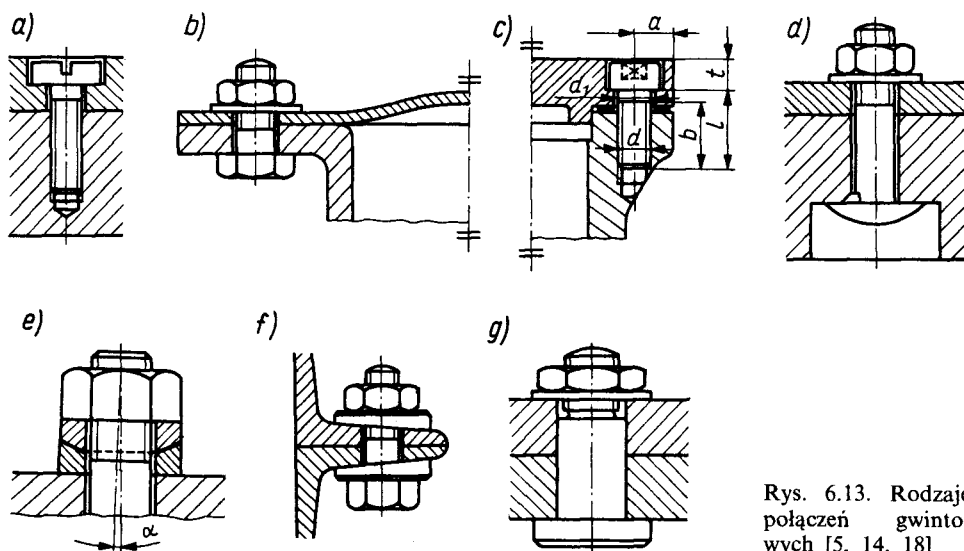


Rys. 6.12. Rodzaje podkładek [4, 16]

stosuje się m.in. przy łączeniu elementów z materiałów kruchych lub miękkich oraz w przypadku, gdy średnica otworu jest większa od średnicy śruby. Dla zabezpieczenia śrub przed zginaniem stosuje się zespół podkładek kulistych (rys. 6.12b, c) lub podkładki klinowe (rys. 6.12d). Podkładki sprężyste (rys. 6.12e, f) zabezpieczają przed samoodkręcaniem się śrub (nakrętek).

Zastosowanie łączników gwintowych. Przykłady połączeń gwintowych, w których przedstawiono zastosowanie różnych łączników gwintowych, są podane na rys. 6.1a, b oraz na rys. 6.13. Do łączenia pasów blach lub kołnierzy korpusu i pokrywy w zbiornikach itp. stosuje się połączenia wg rys. 6.1a lub 6.13b, natomiast do przykręcania elementów do korpusu — wg rys. 6.13a. Połączenia z rys. 6.1b oraz 6.13c znajdują zastosowanie w przypadkach, gdy wkręty lub śruby nie powinny wystawać ponad płaszczyznę elementu.

Na rysunku 6.13d przedstawiono wykorzystanie śruby noskowej w celu zabezpieczenia przed obrotem śruby przy dokręcaniu nakrętki. Jeżeli powierzchniowo oporowe łała śruby oraz nakrętki nie są prostopadłe do osi śruby, stosuje się połączenia wg rys. 6.13e, f z odpowiednimi podkładkami, co stanowi zabezpieczenie przed zginaniem śrub. Śruby pasowane (rys. 6.13g) stosuje się w połączeniach przenoszących większe obciążenia w kierunku prostopadłym do osi śruby lub przy wykorzystaniu śrub (części walcowej) do



Rys. 6.13. Rodzaje połączeń gwintowych [5, 14, 18]

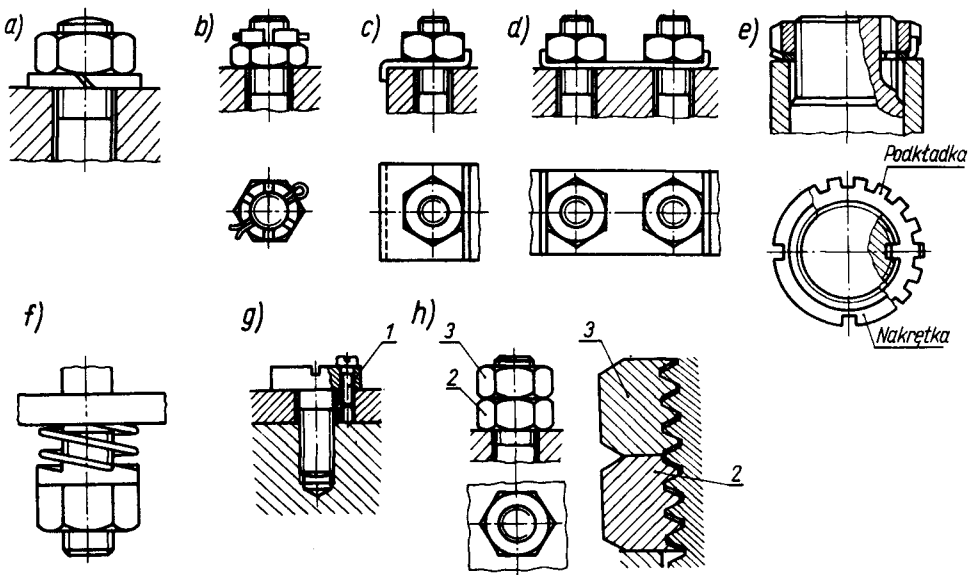
jednoczesnego osiowania elementów. Śruby pasowane są wykonywane wg normy PN-91/M-82342; w przemyśle często również spotyka się śruby o innych średnicach i długościach części walcowej niż w wymienionej normie, zależnie od potrzeb i ustaleń konstrukcyjnych.

Zabezpieczenie łączników przed odkręcaniem. W przypadkach gdy połączenie gwintowe jest narażone na obciążenia zmienne, wstrząsy, drgania itd., może nastąpić samoczynne luzowanie połączenia wskutek okresowego zaniku siły poosiowej Q , a tym samym sił tarcia między gwintem śruby i nakrętki. W celu zabezpieczenia połączenia gwintowego przed samoczynnym odkręcaniem się nakrętek stosuje się różne rodzaje zabezpieczeń, z których kilka przedstawiono na rys. 6.14. Do powszechnie stosowanych sposobów należy użyć:

- Podkładek sprężystych (rys. 6.14a), przy czym mogą to być podkładki wg rys. 6.12e lub f.
- Nakrętek koronowych (rys. 6.14b). Otwór pod zawleczkę wykonuje się w nich zwykle po zamontowaniu połączenia. Należy pamiętać, że zawlecza powinna być elementem jednorazowego użycia.
- Przeciwnakrętek (rys. 6.14h). Przy dokręcaniu nakrętki 2 następuje likwidacja luzów wzdłużnych, a następnie silny docisk między gwintem nakrętki i śruby, zabezpieczający przed odkręcaniem nakrętki. Dokręcając następnie przeciwnakrętkę 3 wywołuje się siłę zacisku na zwojach gwintu. Przeciwnakrętka może być niższa od nakrętki.

Do rzadziej stosowanych zabezpieczeń należą podkładki odginane, zagięte na krawędzi przedmiotu i nakrętki (rys. 6.14c, d), podkładki ząbkowane (rys. 6.14e), sprężyny (rys. 6.14f) lub dodatkowe wkręty (rys. 6.14g — 1) itp.

W prostych połączeniach, uważanych w praktyce za nierozłączne, spotyka się zapunktowanie lub roznitowanie końcówki (czoła) śruby po dokręce-



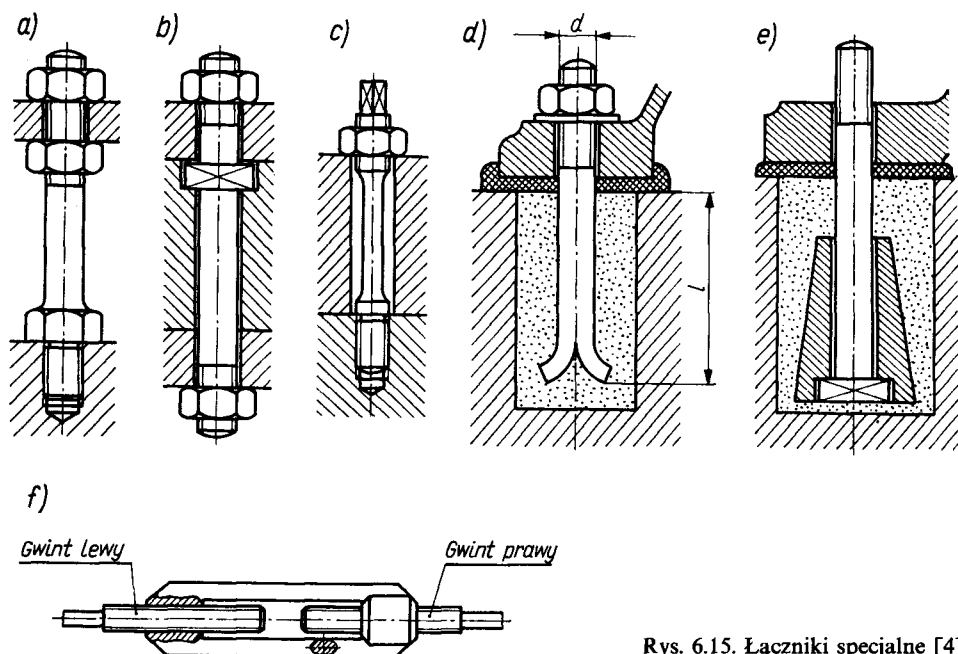
Rys. 6.14. Zabezpieczenie łączników gwintowych przed samoczynnym odkręcaniem [4, PN]

niu nakrętki. Sposób ten nie jest zalecany, ponieważ w większości przypadków trudno jest przewidzieć okoliczności, w których połączenie będzie wymagało demontażu.

Łączniki specjalne. Oprócz opisanych łączników powszechnego zastosowania istnieje wiele rodzajów łączników specjalnych. Należą do nich m.in. śruby rozporowe (rys. 6.15a), stosowane w zespołach po kilka sztuk i służące do ustalania oraz regulacji położenia elementów. Śruby dwustronne z łbem pośrednim (rys. 6.15b) ułatwiają montaż oraz zmniejszają moment skręcający przy dokręcaniu nakrętek. Całkowite odciążenie śruby od momentu skręcającego uzyskuje się w przypadku pokazanym na rys. 6.15c. Dodatkowy czop kwadratowy służy do przytrzymywania śruby kluczem przy dokręcaniu nakrętki.

Śruby fundamentowe służą do mocowania korpusów maszyn, ram itp. do fundamentów. Przeważnie są one zatopione w betonie, w sposób zabezpieczający je przed wysunięciem. W zależności od głębokości fundamentu stosuje się śruby długości do 2500 mm. Śruby fundamentowe są znormalizowane (PN-72/M-85061), a ich przykłady podano na rys. 6.15d, e.

Łącznikiem specjalnym jest również nakrętka rzymska (rys. 6.15f), w której są wykonane współosiowo dwa otwory: z gwintem prawym i lewym. Podczas jednego obrotu nakrętki następuje przesunięcie każdej śruby o wielkość skoku w przeciwnych kierunkach; powoduje to napinanie lub luzowanie połączenia przy dwukrotnie mniejszej liczbie obrotów nakrętki. Nakrętki te są stosowane m.in. w ściągach wagonowych, do naciągania lin i prętów itd.



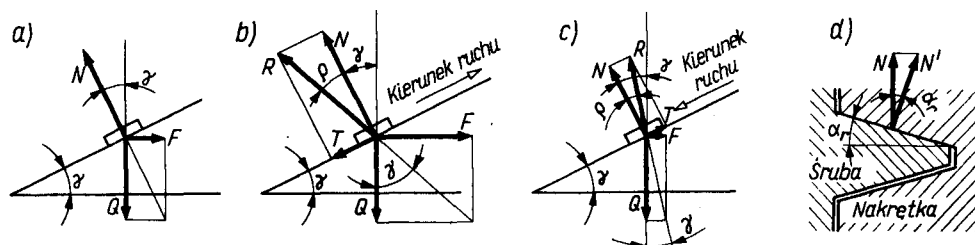
Rys. 6.15. Łączniki specjalne [4]

6.5. Układ sił i praca w połączeniu gwintowym

Układ sił. Obciążenie gwintu następuje pod koniec dokręcania nakrętek w połączeniach gwintowych spoczynkowych oraz przy wykonywaniu pracy na pewnej drodze, np. przy podnoszeniu lub przesuwaniu ciężaru w mechanizmach śrubowych. Ponieważ z rys. 6.2 wynika m.in., że linia śrubowa tworzy równię pochyłą o kącie pochylenia (wznios gwintu), zatem obciążenie gwintu można rozpatrywać jako siłę działającą na równi pochyłej. Przyjmuje się więc, że całe obciążenie działające na gwint jest skupione w jednym punkcie jako siła bierna Q i porusza się wzdłuż równi pochyłej pod wpływem siły obwodowej F , działającej w kierunku prostopadłym do osi śruby.

Pomijając we wstępnych rozważaniach tarcie między gwintem śruby i nakrętki (rys. 6.16a), z warunku równowagi sił na równi pochyłej można obliczyć, że:

$$F = Q \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (6.2)$$



Rys. 6.16. Układ sił w połączeniu gwintowym

Podana na schemacie siła normalna N stanowi reakcję podłoża, równoważną wypadkowej sił Q i F .

Podczas ruchu nakrętki w górę (podnoszenie ciężaru) występuje siła tarcia T (rys. 6.16b). Zgodnie ze znaną zależnością: $T = N \cdot \mu = N \cdot \operatorname{tg} \rho$ otrzymuje się w tym przypadku reakcję wypadkową R , odchyloną od normalnej N o kąt ρ . Wartość siły F potrzebnej do podnoszenia ciężaru ustala się wtedy z wzoru

$$F = Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho) \quad (6.3)$$

Podczas opuszczania ciężaru (ruch nakrętki w dół) zmienia się zwrot siły tarcia T i reakcja R tworzy z osią gwintu kąt $(\gamma - \rho)$ — rys. 6.16c. Można zatem podać ogólny wzór

$$F = Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho) \quad (6.4)$$

gdzie znak plus odnosi się do ruchu w górę (podnoszenia), a znak minus — do ruchu w dół (opuszczania).

Z analizy rysunku 6.16a÷c wynika, że podczas opuszczania ciężaru jest potrzebna mała siła F , zabezpieczająca przed samoczynnym zsuwaniem się ciężaru. Gdy $\gamma < \rho$, wtedy siła tarcia T zwiększa się, co nie pozwala na zsuniecie się ciężaru Q ; aby ciężar mógł się zsunąć, trzeba — w przypadku zsuwania — przyłożyć dodatkowo siłę F o przeciwnym zwrocie ($-F$). Gwint taki nazywa się *s a m o h a m o w n y m*.

Przy wyprowadzaniu wzoru 6.4 uwzględniono tylko wznios gwintu γ przyjmując, że powierzchnia robocza gwintu jest prostopadła do jego osi. Tymczasem w najczęściej stosowanych gwintach: trójkątnym i trapezowym powierzchnia ta jest pochylona pod kątem α_r , określonym jako kąt roboczy gwintu (rys. 6.16d), zatem przy obliczaniu siły tarcia należy przyjąć za podstawę reakcję N' , prostopadłą do boku gwintu

$$T = N' \cdot \mu = \frac{N \cdot \mu}{\cos \alpha_r} \quad (6.5)$$

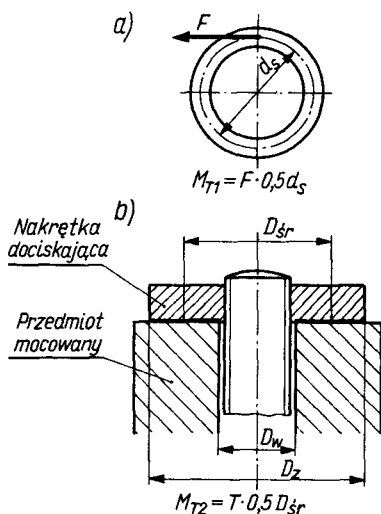
Wprowadzając wartość

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_r} = \operatorname{tg} \rho' \quad (6.6)$$

(gdzie μ' — pozorny współczynnik tarcia oraz ρ' — pozorny kąt tarcia) można wzór 6.4 przedstawić w ostatecznej postaci

$$F = Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho') \quad (6.7)$$

Momenty tarcia. W końcowej fazie dokręcania nakrętki (w połączeniach spoczynkowych) i przy podnoszeniu ciężaru (w połączeniach ruchowych) należy przyłożyć do nakrętki (śruby) moment skręcający M_s , który pokona moment oporów ruchu na powierzchniach gwintu M_{T1} oraz moment tarcia M_{T2} między nakrętką a przedmiotem lub między ruchomym końcem śruby a nieruchomym przedmiotem — zależnie od rodzaju pracy połączenia i zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych.



Rys. 6.17. Wyznaczanie momentów tarcia: a) na gwincie, b) na powierzchni oporowej

gdzie:

D_z — średnica zewnętrzna powierzchni oporowej nakrętki (dla nakrętek sześciokątnych i kwadratowych — rozwartość klucza),

D_w — średnica wewnętrzna powierzchni oporowej (średnica otworu na śrubę).

Całkowity moment skręcający, niezbędny do obracania nakrętki lub śruby, wynosi

$$M_s = M_{T1} + M_{T2} = 0,5 Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho') + Q \cdot \mu \cdot r_{sr} \quad (6.11)$$

W czasie pracy (dokręcania nakrętki, podnoszenia ciężaru) moment M_s jest równoważony przez moment wywołany siłą ręki F , przyłożoną na czynnej długości klucza l

$$M_s = F_r \cdot l \quad (6.12)$$

Dla małych śrub z gwintem metrycznym (do M12) i przy użyciu znormalizowanych kluczy moment wywołany maksymalną siłą ręki ($F_r \approx 300$ N) znacznie przekracza wartość momentu skręcającego M_s , jaki może przenieść śruba. Aby uniknąć zniszczenia (zerwania) gwintu, należy dokręcać małe nakrętki (do M12) na wycucie, nie wykorzystując w pełni siły ręki.

Sprawność i samohamowność gwintu. Przy zamianie ruchu obrotowego na postępowy sprawność gwintu η_g wyznacza się jako stosunek pracy użytecznej do pracy włożonej, przy czym pracę odnosi się do jednego obrotu śruby (nakrętki)

$$\eta_g = \frac{L_u}{L_w} = \frac{Q \cdot P}{2\pi \cdot M_{T1}} = \frac{Q \cdot \pi \cdot d_s \cdot \operatorname{tg} \gamma}{2\pi \cdot 0,5 Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \quad (6.13)$$

Moment oporów ruchu na gwincie M_{T1} oblicza się na średniej średnicy roboczej gwintu d_s (rys. 6.17a)

$$M_{T1} = F \cdot \frac{d_s}{2} = 0,5 Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho') \quad (6.8)$$

Moment tarcia na dodatkowej powierzchni oporowej (rys. 6.17b) oblicza się z wzoru

$$M_{T2} = Q \cdot \mu \cdot r_{sr} \quad (6.9)$$

w którym:

μ — współczynnik tarcia na powierzchni oporowej,

r_{sr} — średni promień powierzchni styku.

Do obliczeń przyjmuje się zwykle

$$r_{sr} = \frac{D_z + D_w}{4}$$

W celu wyznaczenia sprawności połączenia gwintowego η_p (niezbędnej np. w rozpatrywaniu mechanicznego napędu śruby) należy przyjąć do obliczeń wartość momentu skręcającego M_s . Wówczas

$$\eta_p = \frac{L_u}{L_w} = \frac{Q \cdot P}{2\pi \cdot M_s} \quad (6.14)$$

Połączenie śrubowe będzie samohamowne w przypadku, gdy dowolnie duża siła Q , obciążająca śrubę, nie spowoduje jej obrotu. Na podstawie analizy wzoru 6.7 (przy opuszczaniu ciężaru) można łatwo udowodnić, że gwint jest samohamowny wówczas, gdy

$$\gamma \leq \rho' \quad (6.15)$$

Zależność ta jest określana jako warunek samohamowności gwintu. Gwinty samohamowne mają niską sprawność: $\eta \leq 0,5$ (50%), co wynika z wzoru 6.13.

W gwintach samohamownych wznios gwintu wynosi $1,5 \div 5^\circ$; stosuje się je w połączeniach spoczynkowych oraz w mechanizmach, które muszą być samohamowne (np. w podnośnikach śrubowych). Należy przy tym zwrócić uwagę, że w przypadku występowania drgań, uderzeń itp. każdy gwint jest niesamohamowny.

W wielu mechanizmach (np. w śrubach pociągowych obrabiarek, prasach śrubowych itd.) istotną sprawą jest przede wszystkim uzyskanie możliwie dużej sprawności. Stosuje się wówczas gwinty o wzniosie $18 \div 30^\circ$; często są to gwinty wielokrotne.

Podane parametry gwintu, związane z jego samohamownością, nie odnoszą się do gwintów tocznych omówionych w rozdziale 6.3; są one niesamohamowne, co wynika z bardzo małego współczynnika tarcia toczenia między powierzchniami roboczymi gwintu a kulkami.

6.6. Obliczanie wytrzymałości połączeń gwintowych

Zniszczenie połączenia gwintowego. Przyczyną zniszczenia połączenia gwintowego może być nadmierne obciążenie i wywołane nim naprężenia lub wadliwe wykonanie gwintu. Pod wpływem obciążenia siłą poosiową Q oraz momentem skręcającym M_s gwint może zostać zgnieciony — lub nawet ścięty — wskutek dużych nacisków na powierzchniach roboczych. W mechanizmach śrubowych gwint ulega również zużyciu wskutek ścierania. Przy tym samym obciążeniu rdzeń śruby jest narażony na działanie naprężeń rozciągających i skręcających, pod których wpływem może być rozerwany lub skręcony. Śruby ściskane osiowo (np. napędowe, dociskowe) są narażone także na wyboczenie.

Śruby ciasno pasowane w wyniku ich obciążenia siłą poprzeczną mogą być ścięte, natomiast ich boczna powierzchnia i ścianki otworów mogą

zostać uszkodzone pod wpływem nacisków powierzchniowych. Śruby luźno osadzone w otworach są narażone na zginanie.

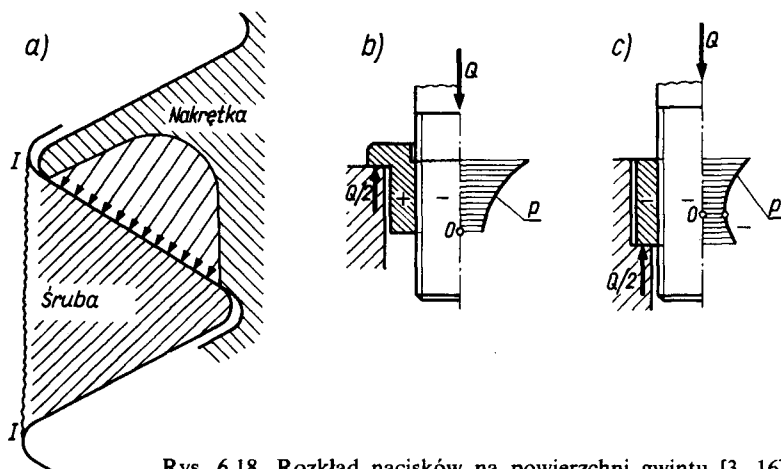
Z omówienia podstawowych przyczyn zniszczenia połączeń gwintowych wynika, że dobór odpowiedniego gwintu jest uzależniony głównie od wartości nacisków na powierzchniach gwintu oraz od wytrzymałości rdzenia śruby.

Podobne skutki (ścięcie gwintu, zerwanie rdzenia śruby itp.) mogą być spowodowane wadami wykonawczymi lub niewłaściwą eksploatacją. Do najczęściej występujących wad wykonania gwintu należą: zbyt ciasny gwint (np. wykonany częściowo zużytymi narzędziami), duża chropowatość gwintu, nierównoległość powierzchni oporowych nakrętki i łba śruby — powodująca zgęcie śruby itp. Wskutek nieprawidłowej eksploatacji i konserwacji może wystąpić m.in. zatarcie i ścieranie powierzchni gwintu (np. w wyniku zanieczyszczenia drobnymi opiłkami) lub też korozja gwintu, powodująca jego zniszczenie, zwłaszcza przy demontażu połączenia.

Podane przykładowo wady wskazują na znaczenie dokładności wykonania i konserwacji gwintów dla zabezpieczenia przed ich przedwczesnym zniszczeniem.

Wytrzymałość gwintu. Naciski na powierzchniach roboczych gwintu śruby i nakrętki są rozłożone nierównomiernie. Powodem tego są odkształcenia sprężyste gwintu (rys. 6.18a) oraz różna sztywność śruby i nakrętki (rys. 6.18b, c), wskutek czego największe naciski występują na pierwszym roboczym zwoju. Na schemacie zilustrowano, że korzystniejszy rozkład nacisków występuje w przypadku, gdy nakrętka i śruba są ściskane, jednak dokładne wyznaczenie nacisków międzyzwojnych na poszczególnych zwojach jest praktycznie niemożliwe. Dlatego przy obliczaniu wytrzymałości gwintu przyjmuje się, dla uproszczenia obliczeń, że wszystkie zwoje są obciążone jednakowo.

Pod wpływem obciążenia gwint jest narażony na nacisk powierzchniowy oraz na zginanie i ścinanie w przekroju I—I (rys. 6.18a). Najbardziej niebez-



Rys. 6.18. Rozkład nacisków na powierzchni gwintu [3, 16]

pieczne dla gwintu są naciski, ponieważ pod ich wpływem następuje ścieranie przesuwających się powierzchni gwintu śruby i nakrętki — zarówno przy dokręcaniu w połączeniach spoczynkowych, jak i w czasie pracy połączeń ruchowych. W związku z tym w obliczeniach gwintu przyjmuje się niewielkie wartości nacisków dopuszczalnych:

$k_o \approx 0,3 k_c$ — w połączeniach spoczynkowych dokręcanych tylko przy montażu,

$k_o \approx 0,2 k_c$ — w połączeniach spoczynkowych często dokręcanych i odkręcanych (np. śruby mocujące w przyrządach),

$k_o \approx 0,15 k_c$ — w połączeniach półruchowych rzadko uruchamianych (np. w podnośniku śrubowym),

$k_o \approx 0,1 k_c$ — w połączeniach ruchowych często pracujących (śruby pociągowe w obrabiarkach, śruby w prasach śrubowych itp.).

Jeśli śruby i nakrętki są wykonane z różnych materiałów, należy przyjąć wartości k_o dla materiału słabszego.

Pomijając wpływ ukształtowania gwintu wzdłuż linii śrubowej, można przyjąć, że powierzchnia pracująca jednego zwoju gwintu wynosi

$$S = \frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2)$$

Stąd wzór na naciski powierzchniowe przyjmuje postać

$$p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2) \cdot \frac{H}{P}} \leq k_o(k_{oj}) \quad (6.16)$$

w której:

H — czynna wysokość nakrętki,

H/P — liczba czynnych zwojów gwintu.

Po przekształceniu otrzymuje się wzór na wyznaczenie czynnej wysokości nakrętki

$$H \geq \frac{4 Q \cdot P}{\pi (d^2 - D_1^2) \cdot k_o} \quad (6.17)$$

Obliczenie gwintu z warunku na naciski jest więc równoznaczne z ustaleniem czynnej wysokości nakrętki.

Obniżenie wartości nacisków dopuszczalnych wpływa również na znaczne zmniejszenie naprężeń zginających i ścinających w gwincie, dlatego też gwint wystarczy obliczyć wg wzoru 6.17.

W łącznikach znormalizowanych przyjęto wysokość nakrętek zwykłych $H = 0,8d$. Można udowodnić, że dla tej wysokości nakrętek gwint nakrętki może przenieść większe obciążenia niż rdzeń śruby, dlatego w połączeniach spoczynkowych (z gwintem metrycznym) nie oblicza się wysokości nakrętek. Obliczenia te wykonuje się przeważnie dla połączeń półruchowych i ruchowych oraz przy wykonywaniu śruby i nakrętki z materiałów o zróżnicowanych własnościach wytrzymałościowych.

Podczas ustalania wysokości nakrętki w mechanizmach śrubowych należy także uwzględnić sztywność układu śruba — nakrętka, co uzyskuje się przez zachowanie odpowiedniej długości skręcania, czyli długości współpracującego gwintu zewnętrznego (śruby) z gwintem wewnętrznym (nakrętki). Dla łączników znormalizowanych długość skręcania jest określona m.in. w normie PN-70/M-02037. W przypadku pozostałych połączeń minimalna długość skręcania powinna wynosić: dla stali — $(1,1 \div 1,3)d$, dla mosiądzu i brązu — $(1,2 \div 1,6)d$ oraz dla żeliwa — $(1,3 \div 2)d$. Przy wymaganej większej sztywności (np. przy długich śrubach) zaleca się, aby liczba czynnych zwojów wynosiła: $z = 6 \div 10$.

Omówione obliczenia wysokości nakrętki wynikają z warunków wytrzymałościowych i sztywności połączenia. Określając całkowitą wysokość nakrętki, należy ponadto uwzględnić, że pierwszy i ostatni zwoj nakrętki nie są zwojami czynnymi (ze względu na niepełny gwint), oraz wziąć pod uwagę inne wymiary długościowe (np. pogłębienia i fazki w otworze nakrętki).

Wytrzymałość śrub. Obliczanie wytrzymałości śrub polega na wyznaczeniu średnicy rdzenia śruby z warunków wytrzymałościowych i następnie dobraniu odpowiednich wymiarów gwintu o średnicy rdzenia większej od wynijającej z obliczeń. Zarówno metoda obliczeń, jak i wybór gwintu zależą od sposobu obciążenia oraz od warunków pracy połączenia śrubowego.

Rozróżnia się 5 podstawowych rodzajów obciążenia połączeń.

1. Połączenia obciążone tylko siłą rozciągającą. Rozpatrywane połączenie jest skręcane (montowane) bez obciążenia gwintu siłą osiową rozciągającą lub ściskającą. Przykładem takiego połączenia jest obciążenie haka (rys. 6.21). Średnicę rdzenia śruby wyznacza się z warunku wytrzymałościowego na rozciąganie

$$\sigma_r = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} \leq k_r \text{ (lub } k_{rj})$$

Po przekształceniu przyjmuje on postać

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q}{k_r}} \quad (6.18)$$

w której:

d_1 — średnica rdzenia śruby (dla gwintu trapezowego — d_3),

Q — siła osiowa, obciążająca śrubę (lub dajemy $Q_x \approx 1,3 Q$).

Na podstawie obliczonej średnicy rdzenia dobiera się z norm odpowiedni gwint.

2. Połączenia obciążone jednocześnie siłą osiową Q oraz momentem skręcającym. Połączenia takie są bardzo często stosowane, głównie w połączeniach ruchowych. Przykładami elementów obciążonych w podany sposób są śruby pociągowe obrabiarek, śruby podnośników, nakrętki rzymskie — służące do naciągania lin itd.

W rdzeniu śruby występują wówczas naprężenia rozciągające

$$\sigma_r = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} \quad (6.19)$$

oraz naprężenia skręcające

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_o} = \frac{0,5 Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + Q \cdot \mu \cdot r_{sr}}{0,2 d_1^3} \quad (6.20)$$

Wartość momentu skręcającego podano wg wzoru 6.11. Przy obliczaniu elementów, w których nie występuje moment tarcia M_{T2} (np. w śrubach pociągowych tokarek), we wzorze 6.20 należy podać wartość momentu tarcia na gwincie M_{T1} (wg wzoru 6.8).

Przy jednoczesnym występowaniu naprężeń rozciągających i skręcających śrubę oblicza się na naprężenia zastępcze wg hipotezy wytrzymałościowej Hubera

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_r \text{ (lub } k_{rj}, \text{ lub } k_{rc}) \quad (6.21)$$

gdzie:

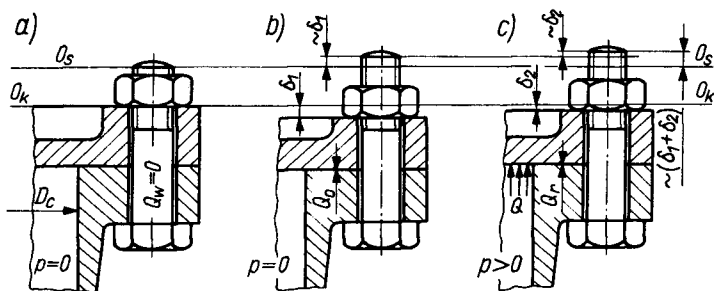
$$\alpha = k_r/k_s \text{ (lub } k_{rj}/k_{sj}, k_{ro}/k_{so}).$$

Przy obciążeniach złożonych obliczanie śrub wg wzoru 6.21 jest kłopotliwe i dlatego bezpośrednio nie jest stosowane. W praktyce omawiane śruby oblicza się wstępnie wg wzoru 6.18, przyjmując do obliczeń zwiększone obciążenie: $Q_z \approx 1,3 Q$. Po dobraniu gwintu należy sprawdzić jego wytrzymałość według wzoru 6.21.

Długie śruby, pracujące na ściskanie, należy sprawdzić także na wyboczenie, stosując wzór Eulera lub obliczenia współczynnika wyboczeniowego φ według PN-90/B-03200.

3. Połączenia skręcane z wstępnym zaciskiem. W połączeniach gwintowych dość często łączy się elementy za pomocą śrub, na które w fazie montażu nie działa jeszcze obciążenie robocze (np. mocowanie pokryw zbiorników ciśnieniowych lub cylindrów silników, łączenie rur w połączeniach rurowych kołnierзовych itd.). Zabezpieczając się przed nieszczelnością połączenia, stosuje się wstępny zacisk śrub, polegający na odpowiednio mocnym dokręcaniu śrub. Skutki działania zacisku wstępnego są omówione na przykładzie zbiornika ciśnieniowego (rys. 6.19).

Połączenie nie obciążone siłą roboczą (rys. 6.19a) jest następnie dociskane z zaciskiem wstępnym (siłą osiową) Q_o , powodującym ściśnięcie elementów łączonych — w ramach odkształceń sprężystych — o wielkość δ_1 (rys. 6.19b). Wprowadzenie między korpus i pokrywę sprężystej uszczelki nie zmienia skutków zacisku; odkształcenia sprężyste i ściśnięcie elementów odnoszą się wówczas do uszczelki. Pod wpływem siły roboczej Q wywołanej ciśnieniem czynnika roboczego w zbiorniku (mającej przeciwny zwrot w stosunku do siły Q_o) docisk elementów maleje, zmniejszając ich odkształcenia sprężyste do



Rys. 6.19. Schemat połączenia śrubowego w zbiorniku ciśnieniowym; połączenie: a) nieobciążone, b) po wstępnym dociśnięciu, c) podczas pracy, przy $p > 0$ [5]

wartości δ_2 (rys. 6.19c). W celu zapewnienia szczelności połączenia musi być spełniony warunek: siła zacisku resztkowego Q_r równa się różnicy zacisku wstępnego Q_0 i siły roboczej Q musi być większa od zera. Niespełnienie tego warunku spowoduje zanik odkształceń sprężystych δ_2 i utratę szczelności połączenia.

W czasie zakręcania śrub powstają w nich naprężenia złożone, pochodzące od rozciągania śrub siłą Q_0 i skręcania momentem M_s (podobnie jak w połączeniach omawianych w poprzednim punkcie). W czasie pracy dochodzą dodatkowe naprężenia rozciągające, wywołane siłą roboczą Q i sumujące się naprężeniami od siły Q_0 . Obliczanie wytrzymałościowe śrub złącznych wymaga więc dokładnego określenia wartości wszystkich obciążeń (Q , Q_0 , M_s). Tymczasem ustalenie wartości zacisku wstępnego Q_0 jest bardzo trudne, ponieważ zależy on od wielu czynników, w tym odżądanego zacisku resztkowego Q_r , sztywności śruby i elementów łączonych oraz od materiału śruby, nakrętki i elementów łączonych (wraz z materiałem uszczelki). Dlatego do obliczeń przybliżonych przyjmuje się, że zacisk resztkowy Q_r powinien wynieść $(0,2 \div 0,3) Q$, stąd

$$Q_0 = (1,2 \div 1,3) Q \quad (6.22)$$

Na podstawie wartości Q_0 oblicza się śruby z warunku na rozciąganie — wg wzoru 6.18, a następnie sprawdza — wg wzoru 6.21.

Uzyskanie żądanego zacisku wstępnego Q_0 w czasie montażu połączenia wymaga przyłożenia na kluczu odpowiedniego momentu skręcającego. W przypadku zwykłych połączeń zacisk Q_0 nie jest kontrolowany i zakręcanie śrub odbywa się „na wycucie” pracownika. Zapewnienie właściwego zacisku Q_0 wymaga kontrolowania jego wartości i wówczas stosuje się klucze dynamometryczne lub zapadkowe.

W stosunku do śrub o mniejszych średnicach (przy $d_1 \leq 6$ cm), zakręcanych z zaciskiem niekontrolowanym, istnieje niebezpieczeństwo wywołania nadmiernych naprężeń rozciągających w śrubie wskutek zbyt mocnego dokręcania i dalszego wzrostu ich obciążenia (siłą Q) w czasie pracy, dlatego w tym przypadku stosuje się wzór

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_0}{k_r}} + 0,5 \text{ cm} \quad (6.23)$$

Projektowanie połączeń wymagających dokładnego obliczania siły Q i średnicy śrub wykonuje się indywidualnie dla każdego połączenia, uwzględniając wszystkie czynniki decydujące o wartości Q_o wg zależności podanych w literaturze przedmiotu, a często również na podstawie doświadczalnego sprawdzania wyników obliczeń.

4. Połączenia obciążone siłą poprzeczną ze śrubami ciasno pasowanymi. Są to połączenia pracujące podobnie jak złącza nitowe, w których zamiast nitów zastosowano śruby ciasno osadzone w otworach (rys. 6.20a), uzyskując w ten sposób połączenia rozłączne. Śruby te oblicza się na ścinanie wg wzoru 2.2 (stosowanego przy obliczaniu nitów) oraz sprawdza na naciski powierzchniowe (wzór 2.3), przyjmując $k_o \approx 2k$, dla materiału o mniejszej wytrzymałości. Obliczoną średnicę trzpienia przyjmuje się w płaszczyźnie działającej siły (równą średnicy otworu), natomiast średnica gwintu śruby może być równa lub mniejsza od wymiaru trzpienia (np. dla trzpienia o $d = 14$ mm — gwint M12).

Połączenia ze śrubami ciasno pasowanymi mogą przenosić znaczne obciążenia. W połączeniach stosuje się pasowanie ciasne w klasach 8/7 lub 7/6, co wymaga dokładnego wykonania śrub oraz otworów i powoduje zwiększenie kosztów produkcji.

5. Połączenia obciążone siłą poprzeczną ze śrubami luźnymi. W tym przypadku śruby są narażone na zginanie, podobnie jak sworznie (rys. 6.20b). Aby nie dopuścić do zginania śrub, należy je mocno skręcić siłą osiową Q_o , wywołując na powierzchniach styku odpowiedni nacisk. Pod działaniem siły F na powierzchniach styku występuje siła tarcia T , przeciwdziałająca przesunięciu części łączonych względem siebie i zabezpieczająca śruby przed zginaniem. Wynika stąd warunek

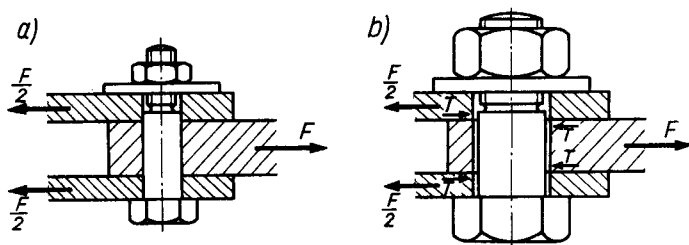
$$F \leq k \cdot i \cdot T = k \cdot i \cdot Q_o \cdot \mu \quad (6.24)$$

w którym:

k — współczynnik pewności, stanowiący dodatkowe zabezpieczenie przed możliwością przesunięcia części; przyjmuje się $k = 0,4 \div 0,8$;

i — liczba powierzchni styku (na rys. 6.20b — $i = 2$);

μ — współczynnik tarcia; dla powierzchni o niewielkiej chropowatości: smarowanych — $\mu \approx 0,06$, nie smarowanych $\mu = 0,1 \div 0,2$; dla powierzchni piaskowanych — $\mu = 0,5$.



Rys. 6.20. Przykłady połączeń obciążonych siłą poprzeczną

Na podstawie wzoru 6.24 wyznacza się siłę osiową Q_o , działającą na jedną śrubę

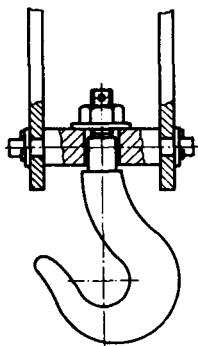
$$Q_o \geq \frac{F}{k \cdot i \cdot \mu \cdot n} \quad (6.25)$$

gdzie:

n — liczba śrub przenoszących obciążenie F .

Średnicę rdzenia śruby oblicza się wstępnie wg wzoru 6.18, podstawiając jako wartość siły: $Q = 1,3 Q_o$ (uwzględniając w ten sposób moment skręcający przy dokręcaniu śrub), a następnie sprawdza się wg wzoru 6.21. Gwint dobiera się wg norm.

PRZYKŁAD 6.1.



Obliczyć gwint haka suwnicy (rys. 6.21) wykonanego ze stali 35 ulepszonej cieplnie, jeżeli maksymalny udźwig (obciążenie) haka wynosi $Q = 50 \text{ kN}$.

Rys. 6.21. Do przykładu 6.1

Rozwiązanie

Zakładając częste zmiany obciążenia haka przyjmujemy, że obciążenie ma charakter zbliżony do tętniącego. Wartość naprężeń dopuszczalnych przyjmujemy z tabl. 1.4: $k_{rj} = 95 \text{ MPa}$.

Średnica rdzenia śruby wynosi

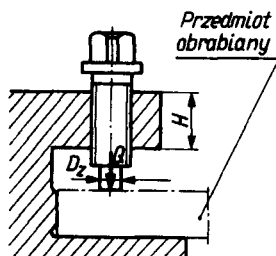
$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q}{k_{rj}}} = 1,13 \sqrt{\frac{50\,000}{95}} \approx 25,9 \text{ mm}$$

Sprawdzamy jednostki:

$$[d_1] = \sqrt{\frac{\text{N}}{\text{MPa}}} = \sqrt{\frac{\text{N} \cdot \text{m}^2}{\text{MN}}} = \sqrt{\frac{\text{N} \cdot 10^6 \cdot \text{mm}^2}{1 \cdot 10^6 \cdot \text{N}}} = \text{mm}$$

Z normy PN-83/M-02113 dobieramy gwint M30, dla którego $d_1 = 26,211 \text{ mm}$.

PRZYKŁAD 6.2.



Rys. 6.22. Do przykładu 6.2

W przyrządzie frezarskim (rys. 6.22), stosowanym w produkcji seryjnej, należy dociskać przedmiot obrabiany z siłą $Q = 12 \text{ kN}$. Obliczyć wymiary śruby ze stali 45 ulepszonej cieplnie oraz ustalić siłę ręki F_r , jaką należy przyłożyć na kluczu. Przyjmując współczynniki tarcia: na powierzchni gwintu $\mu_1 = 0,1$ oraz na powierzchni docisku — $\mu_2 = 0,2$.

Rozwiązanie

Zakładając, że śruba będzie często dokręcana, przyjmujemy wartości naprężeń dopuszczalnych (tabl. 1.4): $k_{r,j} = 105 \text{ MPa}$ i $k_{s,j} = 85 \text{ MPa}$. Przy dociskaniu śruba będzie obciążona jednocześnie siłą osiową Q i momentem skręcającym M_s , zatem średnicę śruby obliczamy wstępnie z wzoru

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_s}{k_{r,j}}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 12000}{105}} \approx 13,77 \text{ mm}$$

Przyjmujemy gwint M16, dla którego $d_1 = 13,835 \text{ mm}$, $d_2 = 14,701 \text{ mm}$, $P = 2 \text{ mm}$, oraz $d_s = \frac{16 + 13,835}{2} = 14,92 \text{ mm}$. Średnicę końcówki śruby przyjmujemy $D_s = 12 \text{ mm}$.

Dla sprawdzenia naprężeń zastępczych σ_z ustalamy:

$$\sigma_r = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 12000}{3,14 \cdot 13,835^2} \approx 79,86 \approx 80 \text{ MPa (gdyż } \sigma_c = \sigma_r)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{3,14 \cdot 14,701} \approx 0,0433$$

$$\gamma = 2^\circ 29'$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu_1}{\cos 30^\circ} = \frac{0,1}{0,866} \approx 0,11547$$

$$\rho' = 6^\circ 35'$$

$$\operatorname{tg}(\gamma + \rho') = \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 6^\circ 35') = \operatorname{tg} 9^\circ 04' \approx 0,1596$$

$$M_{T1} = 0,5 Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = 0,5 \cdot 12000 \cdot 0,0147 \cdot 0,1596 \approx 14,08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Średni promień na powierzchni oporowej (między końcówką śruby a przedmiotem mocowanym) wynosi

$$r_{sr} = \frac{D_s + d}{4} = \frac{12 + 0}{4} = 3 \text{ mm}$$

$$M_{T2} = Q \cdot \mu_2 \cdot r_{sr} = 12000 \cdot 0,2 \cdot 0,003 = 7,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_s = M_{T1} + M_{T2} = 14,08 + 7,2 = 21,28 \text{ N} \cdot \text{m} = 21\,280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_o} = \frac{M_s}{0,2 d_1^3} = \frac{21\,280}{0,2 \cdot 13,835^3} \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{mm}^3} \approx 40,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \approx 40,2 \text{ MPa} < k_{s,j} = 85 \text{ MPa}$$

Sprawdzamy wartość naprężeń zastępczych

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} = \sqrt{80^2 + \left(\frac{105}{85} \cdot 40,2\right)^2} \approx 94,2 \text{ MPa}$$

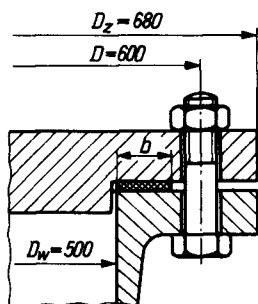
$\sigma_z < k_{r,j}$ — warunek wytrzymałościowy jest spełniony.

Obliczamy siłę ręki pracownika, przyjmując czynną długość klucza $l \approx 14d = 230 \text{ mm}$.

$$F_r = \frac{M_s}{l} = \frac{21,28 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,23 \text{ m}} = 92,5 \text{ N}$$

Przeciętna siła ręki wynosi $100 \div 200 \text{ N}$, a więc jest zapewniona możliwość zamocowania przedmiotu z niezbędnym dociskiem.

PRZYKŁAD 6.3.



W cylindrze zbiornika ciśnieniowego (rys. 6.23) o średnicy $D_w = 500$ mm panuje ciśnienie $p = 1,2$ MPa. Pokrywa cylindra jest przykręcona 16 śrubami ze stali St7. Obliczyć średnicę śrub.

Rys. 6.23. Do przykładu 6.3.

Rozwiązanie

Wskutek ciśnienia czynnika na pokrywę cylindra działa siła wypadkowa

$$Q_w = \frac{\pi \cdot D_w^2}{4} \cdot p = \frac{3,14 \cdot 500^2}{4} \cdot 1,2 = 235\,500 \text{ N}$$

Na jedną śrubę przypada

$$Q = \frac{Q_w}{n} = \frac{235\,500}{16} = 14\,718,7 \text{ N}$$

Zakładając, że zacisk resztkowy powinien wynosić $Q_r = 0,3 Q$, obliczamy siłę zacisku wstępnego śruby

$$Q_o = 1,3 Q = 1,3 \cdot 14\,718,7 \approx 19\,134 \text{ N}$$

Z tablicy 1,4 przyjmujemy dla stali St7 — $k_r = 175$ MPa i obliczamy średnicę rdzenia śruby

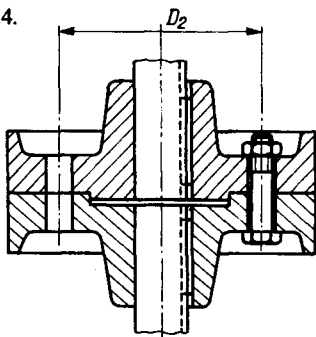
$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_o}{k_r}} = 1,13 \sqrt{\frac{19\,134}{175}} \approx 11,8 \text{ mm}$$

Przy dokręcaniu śrub z zaciskiem kontrolowanym zastosujemy śruby z gwintem M16 ($d_1 = 13,835$ mm).

Jeżeli śruby będą dokręcane z zaciskiem niekontrolowanym, wówczas zgodnie z zależnością 6.23 przyjmujemy $d_1 = 11,8 + 5 = 16,8$ mm oraz zastosujemy gwint M20 ($d_1 = 17,294$ mm).

U w a g a: zagadnienia związane z doбором odpowiedniej uszczelki są omówione w rozdz. 8.

PRZYKŁAD 6.4.



Sprzęgło sztywne kołnierzowe (rys. 6.24) przenosi moc $P = 45$ kW przy prędkości obrotowej $n = 150$ obr/min. Śruby są rozmieszczone na średnicy $D_2 = 170$ mm, liczba śrub $z = 6$. Przyjmując, że śruby będą wykonane ze stali St3S, dobrać wymiary śrub ciasno pasowanych oraz śrub luźnych. Założyć współczynnik tarcia między kołnierzami $\mu = 0,25$.

Rys. 6.24. Do przykładu 6.4.

Rozwiązanie

Sprzęgło przenosi moment obrotowy $M = \frac{P}{\omega}$ lub (wg wzoru liczbowego)

$$M = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{45}{150} = 2865 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Obciążenie jednej śruby wynosi

$$F_1 = \frac{2M}{D_2 \cdot z} = \frac{2 \cdot 2865}{0,17 \cdot 6} \approx 5617,6 \approx 5620 \text{ N}$$

Z tablicy 1.4 przyjmujemy $k_r = 120 \text{ MPa}$, $k_t \approx k_s = 75 \text{ MPa}$.

Ustalamy wymiary dla śrub:

a) ciasno pasowanych:

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F_1}{k_t}} = 1,13 \sqrt{\frac{5620}{75}} \approx 9,78 \text{ mm}$$

przyjmujemy średnicę trzpienia narażoną na ścinanie: $d = 10 \text{ mm}$ oraz gwint śruby — M10;

b) luźno osadzonych w otworach:

obliczamy siłę osiową Q_o , zakładając współczynnik pewności $k = 0,8$

$$Q_o \geq \frac{F_1}{k \cdot i \cdot \mu} = \frac{5620}{0,8 \cdot 1 \cdot 0,25} = 28\,100 \text{ N}$$

uwzględniając moment skręcający przy dokręcaniu śrub, przyjmujemy

$$Q_z = 1,3 Q_o = 1,3 \cdot 28\,100 = 36\,530 \text{ N}$$

Średnica rdzenia śruby wynosi

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{Q_z}{k_r}} = 1,13 \sqrt{\frac{36\,530}{120}} \approx 19,7 \text{ mm}$$

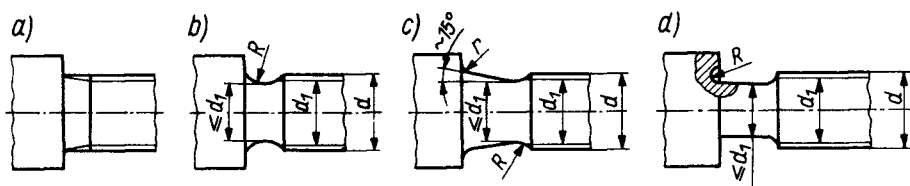
Dobieramy gwint śruby M24 ($d_1 = 20,752 \text{ mm}$).

Z porównania obliczeń wynika, że w przypadku śrub luźnych (przy jednakowym obciążeniu i materiale śrub) należy przyjąć znacznie większą ich średnicę niż śrub pasowanych. Zastosowanie śrub luźnych z lepszego materiału, np. ze stali 45 ulepszonej cieplnie, tylko nieznacznie wpływa na zmniejszenie ich wymiaru (do M20).

6.7. Projektowanie śrub, połączeń gwintowych i mechanizmów śrubowych

Projektowanie śrub. Wymiary śrub są ustalane na podstawie średnicy rdzenia, obliczonej wg omówionych wzorów wytrzymałościowych. Jako przekrój rdzenia przyjmuje się, oczywiście, najmniejszy przekrój śruby (np. w miejscu wyjścia gwintu i przejścia trzpienia w łeb śruby, w śrubach drążonych — po uwzględnieniu otworu). Zarówno wyjście gwintu, jak i przejście średnicy trzpienia w łeb śruby są karbami, wpływającymi na wytrzymałość zmęczeniową śruby. Kształt śrub należy tak projektować, aby uzyskiwana wytrzymałość na zmęczenie była jak największa.

Przy nacinaniu gwintu na całej długości trzpienia oraz w gwintach walcowanych stosuje się wyjście gubione (rys. 6.25a). Jest ono jednak niekorzystne, ponieważ powoduje spiętrzenie naprężeń, a także, zwłaszcza przy toczeniu gwintów trapezowych — trudności wykonawcze. Lepszym rozwiązaniem jest wyjście podcięte (rys. 6.25b) lub wtoczone (rys. 6.25c), przy czym zakończenie gwintu wg rys. b umożliwia całkowite wkręcenie nakrętki — aż do powierzchni oporowej na czole łba śruby. Pod względem wytrzymałościowym najkorzystniejsze jest wyjście odsadzone (rys. 6.25d). Projektując śruby narażone na obciążenia zmienne należy dążyć do maksymalnego ich odciążenia od momentów zginających i skręcających (np. rys. 6.15b, c).



Rys. 6.25. Łagodzenie karbu na wyjściu gwintu

Powierzchnie gwintu i trzpienia śruby powinny być gładkie (np. w granicach $R_z = 0,32; 0,16 \mu\text{m}$), ponieważ w przypadku powierzchni o niewielkiej chropowatości uzyskuje się zwiększenie wytrzymałości zmęczeniowej śruby.

Na zwykłe łączniki gwintowe (śruby, nakrętki) stosuje się stale niestopowe konstrukcyjne zwykłej jakości, np. St3S, St4S, St5 lub stal automatową (np. A11, A45 — wg PN-73/H-84026), pozwalającą na uzyskanie gładkich powierzchni po obróbce skrawaniem. Śruby ze stali węglowych konstrukcyjnych wyższej jakości, np. 35, 45, 55, lub ze stali stopowych stosuje się w budowie maszyn w przypadkach, gdy zależy nam na stosowaniu śrub o odpowiednio wyższej wytrzymałości.

Dla zabezpieczenia śrub przed korozją stosuje się utlenianie (oksydowanie), miedziowanie itd.

Przy projektowaniu połączeń o niewielkich wymaganiach wytrzymałościowych zaleca się stosowanie łączników znormalizowanych.

Projektowanie połączeń gwintowych polega na:

- ustaleniu wymiarów śrub w zależności od rodzaju obciążenia — wg poznanych wzorów wytrzymałościowych;
- zaprojektowaniu kształtów elementów łączonych.

Złącza gwintowe najczęściej stosowane pokazano m.in. na rys. 6.1 i 6.13. Projektując kształty elementów łączonych należy zapewnić swobodny dostęp do kluczy przy dokręcaniu śrub. Połączenia narażone na zmienne obciążenia, drgania itp. powinny być zabezpieczone przed samoczynnym odkręcaniem nakrętek. Rodzaj zabezpieczenia powinien być dobrany w zależności od warunków pracy, np. w połączeniach gwintowych, pracujących przy ruchu obrotowym (uchwyty mocowane na końcówkach wrzecion obrabiarek skra-

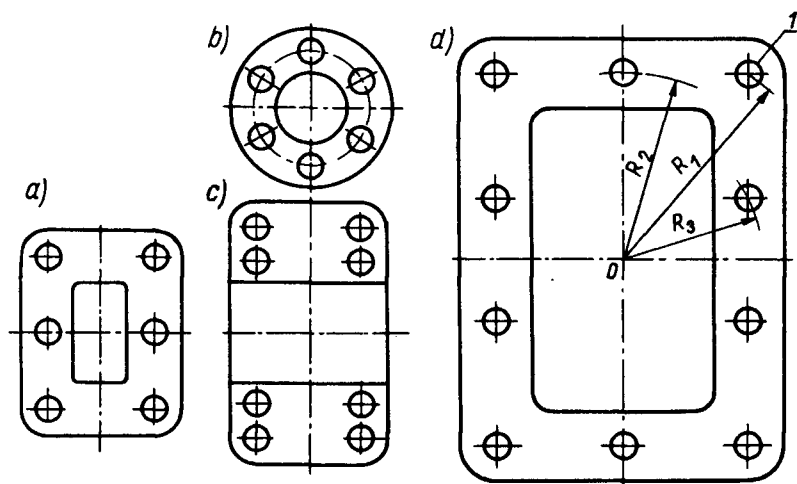
wających), stosuje się często gwinty lewe, co pozwala na zaniechanie dodatkowych zabezpieczeń.

Do często spotykanych złączy gwintowych należą również połączenia wielośrubowe (rys. 6.26). Liczbę śrub w tych połączeniach ustala się w zależności od wymagań konstrukcyjnych i warunków montażu, przy czym ze względu na symetrię najczęściej przyjmuje się parzystą liczbę śrub.

W połączeniach wielośrubowych można stosować:

- 1) mało śrub o większych średnicach,
- 2) dużo śrub o mniejszych średnicach.

Stosowanie pierwszego rozwiązania wymaga sztywniejszej konstrukcji (np. grubszych i większych kołnierzy) i nie zapewnia równomiernych nacisków na całej długości kołnierzy, ale jest korzystne ze względu na niższe koszty wykonania i montażu połączenia. Mniejszy ciężar i wymiary złącza oraz równomierny rozkład nacisków (niezbędny m.in. w połączeniach mocno-szczelnych) uzyskuje się w drugim przypadku; złącza te są droższe ze względu na konieczność dokładniejszego wykonania łączników i otworów pod śruby oraz wymagany z reguły kontrolowany zacisk śrub.



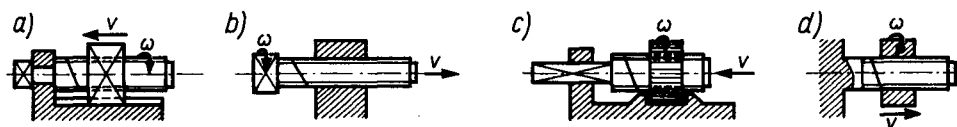
Rys. 6.26. Przykłady rozmieszczenia śrub w połączeniach wielośrubowych [14]

Zaleca się, aby w całym połączeniu przyjmować śruby o jednakowych wymiarach, ponieważ umożliwia to zmniejszenie liczby narzędzi do wykonywania otworów i stosowanie tego samego klucza przy ich montażu. W przypadku gdy obciążenie śrub jest zróżnicowane (np. w połączeniu wg rys. 6.26d), średnicę śrub ustala się wg śruby najbardziej obciążonej (w punkcie 1).

Dokręcanie śrub w połączeniach wielośrubowych wykonuje się w ściśle określonej kolejności, podanej w instrukcji montażu, oraz ze stopniowym zwiększaniem siły nacisku.

Połączenia specjalne (np. o nietypowych kształtach) projektuje się na podstawie wymagań konstrukcyjnych oraz warunków pracy łączników gwintowych.

Projektowanie łączników śrubowych. Zasadniczym elementem mechanizmu śrubowego jest zespół śruba — nakrętka, służący do zamiany ruchu obrotowego na postępowy lub postępowo-zwrotny (przy zmiennym kierunku obrotów). Obrót śruby może powodować przesuw nakrętki (rys. 6.27a) lub śruby (rys. 6.27b), obrót zaś nakrętki — przesuw śruby (rys. 6.27c) lub nakrętki (rys. 6.27d).



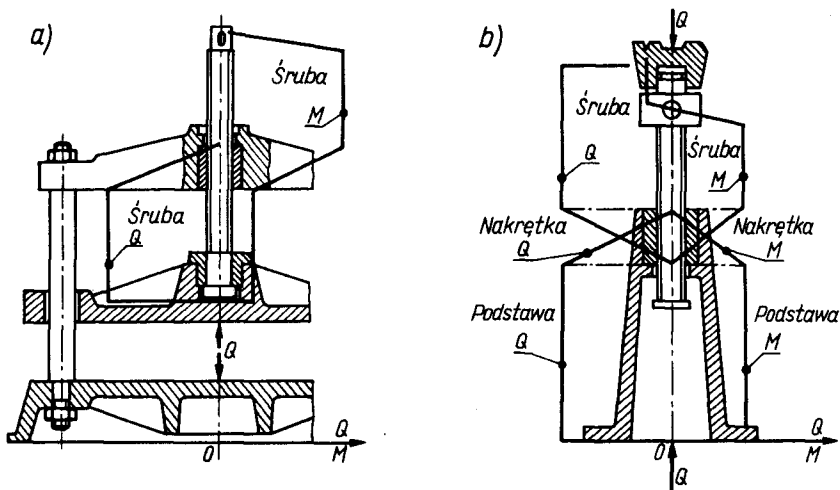
Rys. 6.27. Schematy mechanizmów śrubowych [3]

Projektowanie tych mechanizmów polega na przyjęciu odpowiedniego rodzaju gwintu (w zależności od warunków pracy mechanizmu), doborze materiału na śrubę i nakrętkę oraz ustaleniu wymiarów śruby z warunków konstrukcyjnych i wytrzymałościowych. W mechanizmach śrubowych najczęściej stosuje się gwint trapezowy zwykły. Gwint drobnozwojny jest używany w mechanizmach obciążonych niewielkimi siłami oraz przy wymaganej dużej dokładności przesunięć, natomiast gwint grubozwojny — przy bardzo dużych obciążeniach, które mogłyby spowodować zbyt szybkie zużycie (ścieranie) gwintu zwykłego.

Gwinty trapezowe niesymetryczne stosuje się przy jednostronnym obciążeniu dużymi siłami, np w śrubach pras itp.

Materiały na śruby i nakrętki mechanizmów powinny być odporne na ścieranie oraz zapewniać uzyskanie możliwie małego współczynnika tarcia. Śruby wykonuje się najczęściej ze stali węglowych konstrukcyjnych wyższej jakości (35, 45 lub 55), a do ciężkich warunków pracy — ze stali stopowych. W celu zwiększenia odporności gwintu na ścieranie stosuje się cyjanowanie lub azotowanie. Nakrętki wykonuje się z tych samych materiałów co śruby lub z materiałów o niższej wytrzymałości: żeliwa, mosiądzu lub brązu.

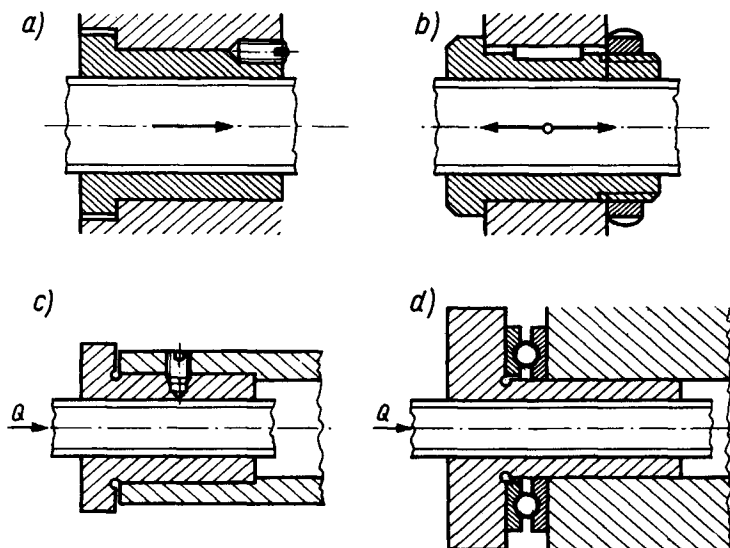
Obliczanie wytrzymałościowe śrub wykonuje się na podstawie analizy ich obciążenia i warunków pracy. Na rysunku 6.28 przedstawiono w sposób uproszczony konstrukcję praski śrubowej i podnośnika śrubowego. Wykresy na rysunku obrazują rozkład obciążenia śruby, nakrętki i korpusu (podstawy) — zarówno siłą osiową Q , jak i momentem skręcającym M_s . Wykresy te ułatwiają właściwe wykonanie obliczeń; wg rys. 6.28b można np. określić długość swobodną śruby narażoną na wyboczenie, stwierdzić, że śruba jest obciążona jednocześnie siłą Q oraz momentem M_s itp. Śruba nośna powinna być tak zaprojektowana, aby zmiany średnic (koł-



Rys. 6.28. Schematy konstrukcji: a) praski ręcznej, b) podnośnika śrubowego [14]

nierze, odsadzenia, wyjście gwintu itp.) były możliwie niewielkie. Zalecenie to wynika zarówno ze względów technologicznych, jak i wytrzymałościowych.

W celu zapewnienia sztywności śruby osadza się ją w dwóch gniazdach (łożyskach), umieszczonych na końcach śruby. Rozwiązanie takie jest stosowane np. w śrubach pociągowych obrabiarek. W urządzeniach, w których można zastosować tylko jedno gniazdo, oraz dla śrub krótkich rolę drugiego gniazda odgrywa nakrętka. W podnośnikach śrubowych śruba jest osadzona tylko na nakrętce, niezbędną sztywność uzyskuje się więc przez stosowanie nakrętek o większej liczbie czynnych zwojów.



Rys. 6.29. Osadzanie nakrętek w korpusach [częściowo 14]

Orientacyjny tok projektowania podnośnika śrubowego

Lp.	Tok projektowania	Wzory	Uwagi
1	Ustalenie założeń projektowych: obciążenie Q , wys. podnoszenia h , materiał śruby i nakrętki, rodzaj gwintu, rodzaj napędu.	—	Przy napędzie ręcznym — dodatkowo założyć siłę ręki F_r .
2	Ustalenie założeń konstrukcyjnych: rodzaj korpusu, napęd śruby lub nakrętki itd.	—	
3	Wstępne obliczenie średnicy rdzenia śruby.	$Q_z \approx 1,3 Q$ $d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_z}{k_c}}$	Naprężenia dopuszcz. k_c lub k_{c_j} — zależnie od częstotliwości pracy podnośnika
4	Wstępny dobór gwintu.	wg PN	wg obliczonej d_1
5	Sprawdzenie śruby na wyboczenie przy założeniach: — długość swobodna $l \approx (1,2 \div 1,3) h$ — długość zredukowana $l_r = 2l$ (zgodnie z rodzajem utwierdzenia).	przy smukłości $\lambda > 100$ — wzór Eulera przy $\lambda < 100$ — wzór Tetmajera	Gdy współcz. bezpieczeństwa $x < 1,5$ — powtórzyć obl. (p. 4, 5) dla większego gwintu.
6	Założenie wymiarów powierzchni oporowej.	—	
7	Założenie wsp. tarcia na gwincie i na pow. oporowej; obliczenie M_s .	$M_s = M_{T1} + M_{T2}$	
8	Sprawdzenie naprężeń zastępczych dla śruby.	$\sigma_z = \sqrt{\sigma_c^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_c$	Gdy warunek niespełniony — powtórzyć p. 4 ÷ 8 dla większego gwintu.
9	Obliczenie czynnej wysokości nakrętki.	$H \geq \frac{4Q \cdot P}{\pi(d^2 - D_1^2)k_o}$	
10	Sprawdzenie liczby czynnych zwojów i ustalenie rzeczywistej wysokości nakrętki.	$z = 6 \div 10$	
11	Obliczenie średnicy zewnętrznej nakrętki D_n .	$\sigma_r = \frac{4Q}{\pi(D_n^2 - D_4^2)} \leq k_r$	
12	Obliczenie wysokości kołnierza nakrętki nieruchomej h_n .	$\tau_t = \frac{Q}{\pi \cdot D_n \cdot h_n} \leq k_t$	
13	Obliczenie wymiarów pokrętła przy założeniu: $M_g \approx M_s$ oraz przy sile ręki $F_r = (100 \div 250) N$.	$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{M_g}{0,1 k_{g,j}}}$ $l \geq \frac{M_g}{F_r}$	Należy uwzględnić długość rzeczywistą
14	Sprawdzenie samohamowności gwintu.	$\eta_g = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$	
15	Sprawdzenie długości swobodnej l wg przyjętej konstrukcji.	porównanie z zał. w p. 5	Gdy $l > 1,3 h$ — spr. obl. wg p. 5 ÷ 8.
16	Ustalenie pozostałych wymiarów wg założeń konstrukcyjnych.		

Nakrętki nieruchome powinny być osadzone ciasno w korpusie urządzenia oraz dodatkowo zabezpieczone przed obrotem, np. w sposób pokazany na rys. 6.29a÷c. Nakrętki obracające się (np. napędzające śrubę podnośnika) osadza się w korpusie obrotowo, a między powierzchniami oporowymi stosuje się łożyska toczne (rys. 6.29d) lub rzadziej — ślizgowe.

Obliczanie wytrzymałości mechanizmów śrubowych polega na wyznaczeniu podstawowych wymiarów śruby i nakrętki oraz wykonaniu innych niezbędnych obliczeń, zależnych od konstrukcji mechanizmu. Przykładowy tok obliczeń podnośnika śrubowego podano w postaci algorytmu w tablicy 6.2.

PRZYKŁAD 6.5. Zaprojektować podnośnik śrubowy o udźwigu $Q = 20$ kN i maksymalnej wysokości podnoszenia $h = 325$ mm, zakładając materiał śruby i nakrętki — stal 35 ulepszoną cieplnie. Ze względu na przewidywane rzadkie użytkowanie podnośnika przyjmujemy obciążenie jako statyczne.

Rozwiązanie

Założenia konstrukcyjne: korpus podnośnika będzie wykonany z rury wzmocnionej wspornikami, a nakrętka osadzona na stałe w korpusie. Przyjmujemy gwint trapezowy symetryczny.

Z tabl. 1.4 dla stali 35 przyjmujemy: $k_c = 180$ MPa = $18 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$ oraz wg wskazó-

wek: $k_o = 0,15$ $k_c = 0,15 \cdot 180 = 27$ MPa = $2,7 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$.

Śruba jest narażona na obciążenie osiowe i skręcanie oraz może ulegać wyboczeniu. Obliczamy wstępnie średnicę rdzenia śruby, zakładając $Q_z = 1,3 Q = 1,3 \cdot 20 = 26$ kN

$$d_3 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_z}{k_r}} = 1,13 \sqrt{\frac{26}{18}} \approx 1,36 \text{ cm}$$

Przyjmujemy wstępnie gwint Tr26 × 5 ($d_3 = 20,5$ mm).

Sprawdzamy śrubę na wyboczenie. Ze względu na nie ustaloną wysokość nakrętki i konstrukcję końcówki śruby — zakładamy długość swobodną śruby $l = 1,2h = 1,2 \cdot 325 = 390$ mm.

Promień bezwładności śruby wynosi: $i = 0,25d_3 = 0,25 \cdot 20,5 = 5,125$ mm. Śrubę podnośnika traktuje się jako utwierdzoną jednym końcem, stąd zredukowana długość śruby $l_r = 2l$. Obliczamy smukłość śruby

$$\lambda = \frac{l_r}{i} = \frac{2 \cdot 390}{5,125} \approx 152,2$$

Przy $\lambda > 100$ stosujemy wzór Eulera; obliczamy naprężenia krytyczne, przyjmując moduł Younga $E = 2 \cdot 10^5$ MPa

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{152,2^2} \approx 85 \text{ MPa} = 8,5 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

Sprawdzamy współczynnik bezpieczeństwa dla obliczonej śruby

$$x = \frac{\sigma_{kr} \cdot S}{Q} = \frac{8,5 \pi \cdot 2,05^2}{20 \cdot 4} \approx 1,4$$

Zalecane wartości dla stali: $x = 1,5 \div 3,5$, zatem śruba jest za słaba. Przyjmujemy następny gwint Tr28 $\times$ 5 ($d_3 = 22,5$ mm) i powtarzamy obliczenia

$$i = 0,25 \cdot 22,5 = 5,625 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 390}{5,625} \approx 138,7$$

$$\sigma_{kr} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{138,7^2} \approx 102,5 \text{ MPa} = 10,25 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$x = \frac{10,25 \cdot \pi \cdot 2,25^2}{20 \cdot 4} = 2,03 > 1,5$$

Przyjmujemy gwint Tr28 $\times$ 5, uznając współczynnik bezpieczeństwa za wystarczający dla założonej częstotliwości pracy podnośnika.

Obliczamy moment tarcia na gwincie, zakładając $\mu = 0,1$.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{5}{3,14 \cdot 25,5} \approx 0,06244$$

$$\gamma = 3^\circ 34'$$

$$\mu' = \operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos 15^\circ} = \frac{0,1}{0,9659} = 0,1035$$

$$\rho' = 5^\circ 54'$$

$$M_{T1} = 0,5 \cdot Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = 0,5 \cdot 20 \cdot 2,55 \cdot \operatorname{tg} 9^\circ 28' = 4,25 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

Zakładamy wymiary powierzchni oporowej między końcówką śruby a koroną podnośnika: $D_z = 50$ mm i $D_w = 22$ mm, stąd

$$r_{sr} = \frac{D_z + D_w}{4} = \frac{50 + 22}{4} = 18 \text{ mm}$$

Obliczamy moment tarcia na powierzchni oporowej, przyjmując $\mu_1 = 0,15$

$$M_{T2} = Q \cdot \mu_1 \cdot r_{sr} = 20 \cdot 0,15 \cdot 1,8 = 5,4 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

Całkowity moment skręcający śrubę podnośnika wynosi

$$M_s = M_{T1} + M_{T2} = 4,25 + 5,4 = 9,65 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

Sprawdzamy naprężenia złożone (zastępcze)

$$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 2,25^2} \approx 5,03 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 50,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{M_s}{0,2 d_3^3} = \frac{9,65}{0,2 \cdot 2,25^3} \approx 4,24 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 42,4 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{k_c}{k_s} = \frac{180}{115} \approx 1,565$$

$$\sigma_z = \sqrt{50,3^2 + (1,565 \cdot 42,4)^2} \approx 83,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 83,3 \text{ MPa} < k_c = 180 \text{ MPa}$$

Gwint śruby został dobrany prawidłowo, warunki wytrzymałościowe są spełnione.

Sprawdzamy samohamowność gwintu

$$\eta_g = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 3^\circ 34'}{\operatorname{tg} 9^\circ 28'} = \frac{0,06244}{0,16674} \approx 0,374$$

Gwint jest samohamowny.

Obliczamy wysokość czynną nakrętki

$$H \geq \frac{4Q \cdot P}{\pi(d^2 - D_1^2) \cdot k_o} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 0,5}{3,14(2,8^2 - 2,3^2) \cdot 2,7} = 1,85 \text{ cm}$$

Liczba czynnych zwojów

$$z = \frac{H}{P} = \frac{1,85}{0,5} = 3,7$$

Ze względu na sztywność i zalecaną długość skręcenia liczba czynnych zwojów jest za mała. Przyjmujemy $z = 8$. Uwzględniając obustronne fazki w otworze pod gwint: $4 \times 45^\circ$ oraz istnienie dwu zwojów nie pracujących, obliczamy

$$H \geq P(z+2) + 2 \cdot 4 = 5(8+2) + 2 \cdot 4 = 58 \text{ mm}$$

Ostatecznie przyjmujemy $H = 60 \text{ mm}$.

Obliczenia pozostałych wymiarów: średnicy i długości pokrętła, średnicy zewnętrznej i wysokości kołnierza nakrętki oraz wymiarów podstawy podnośnika pozostawiono uczniowi.

Po zaprojektowaniu wymiarów końcówki śruby i korony podnośnika sprawdza się rzeczywistą długość swobodną śruby. Gdy jest ona większa od założonej na wstępie, należy wykonać obliczenia sprawdzające.

U w a g a: śruby można sprawdzać na wyboczenie wg metody opartej na wyznaczaniu współczynnika wyboczeniowego φ (PN-90/B-03200). Metodę tę można stosować do śrub ze stali o $R_e \leq 590 \text{ MPa}$.

7. Elementy podatne

7.1. Klasyfikacja i charakterystyka elementów podatnych

W dotychczas omawianych połączeniach podstawowym założeniem było zapewnienie stałości położenia części łączonych względem siebie. Połączenia podatne (sprężyste) mają za zadanie umożliwienie wzajemnych przesunięć części maszyn (w określonych granicach), a także kumulowanie energii kinetycznej, tłumienie drgań itp. Zadania te spełniają elementy podatne, w tym głównie sprężyny i elementy gumowe.

Podstawową cechą elementów podatnych jest ich duża odkształcalność, którą można uzyskać przez:

- nadanie elementowi wykonanemu z materiału sztywnego (o dużym module sprężystości, np. stali) odpowiedniego kształtu; elementy takie nazywa się sprężynami;
- zastosowanie materiału o dużej podatności, tzn. o małym module sprężystości (np. gumy lub niektórych tworzyw sztucznych).

Elementy podatne, a zwłaszcza sprężyny, należą do części maszyn pracujących w ciężkich warunkach, np. przy obciążeniach uderowych (uderzeniowych) lub zmiennych, w wysokich temperaturach. W większości rozwiązań konstrukcyjnych sprężyny stanowią elementy, w stosunku do których stawia się wymagania dużej precyzji i pewności działania oraz dużej trwałości.

7.2. Sprężyny — wiadomości ogólne

Sprężyny stosowane w budowie maszyn i urządzeń najczęściej spełniają następujące zadania:

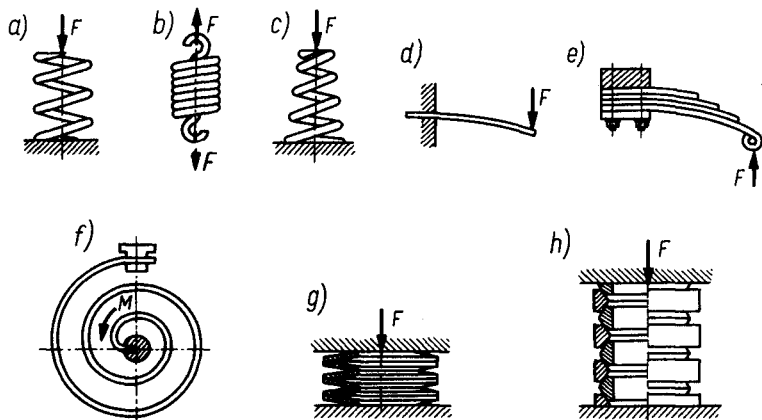
- dociskają części maszyn w czasie ich pracy;
- zapewniają zmianę położenia różnych elementów w określonych granicach;
- łagodzą uderzenia i wstrząsy;
- tłumią drgania.

Ponadto sprężyny służą do regulacji i pomiaru sił, kasowania luzów, kumulowania energii, napędu drobnych mechanizmów itp.

Klasyfikacja sprężyn. Podziału sprężyn dokonuje się w zależności od ich kształtu, rodzaju obciążenia lub od liczby elementów współpracujących.

Ze względu na kształt dzieli się sprężyny na (rys. 7.1): śrubowe walcowe (a, b) lub stożkowe (c), płaskie (d, e), spiralne (f), talerzowe (g) i pierścieniowe (h).

Z punktu widzenia rodzaju obciążenia rozróżnia się sprężyny: rozciągane (naciągowe) — rys. 7.1b, ściskane (naciskowe) — rys. 7.1a, c, g, h, zginane — rys. 7.1d, e i skręcane — rys. 7.1f. Rodzaj obciążenia sprężyn nie zawsze określa jednoznacznie rodzaj wywoływanych w nich naprężeń.



Rys. 7.1. Rodzaje sprężyn [5]

Tablica 7.1

Orientacyjne własności wytrzymałościowe niektórych gatunków stali sprężynowych — wg PN-74/H-84032

Materiał i nr normy	Znak stali	R_m minimum MPa	R_e minimum MPa	Naprężenia dopuszczalne (po obróbce cieplnej) — MPa					
				k_g	k_{gj}	k_{go}	k_s	k_{sj}	k_{so}
Stal sprężynowa (resorowa) PN-74/H-84032	75	1100	900	540	400	250	320	240	150
	65G	1000	800	480	360	230	290	220	140
	50 S2	1300	1100	660	470	300	400	280	180
	50 HG	1400	1200	720	550	320	430	330	190
	50 HS	1350	1200	720	510	310	430	300	185
	60 SGH	1400	1250	750	550	320	450	330	190
PN-71/M-80057	drut патен- towany (fortepia- nowy)	1600	1400	850	600	360	510	360	220

Obróbka cieplna stali sprężynowych (wg normy): hartowanie w oleju w temperaturze $820 \div 870^\circ\text{C}$ oraz odpuszczanie średnie w temperaturze $460 \div 490^\circ\text{C}$ (zależnie od gatunku stali).

Drut patentowany (fortepianowy): hartowany izotermicznie w kąpeli ołowianej w temperaturze 500°C , przeciągany na zimno i odpuszczany w temperaturze $200 \div 240^\circ\text{C}$.

Wartości R_m , R_e oraz naprężenia dopuszczalne dla drutu patentowanego podano według [20].

W normie PN-71/M-80057 są podane wartości R_m oddzielnie dla każdej średnicy drutu oraz w zależności od rodzaju drutu: — A — drut zwykłej wytrzymałości, B — drut o podwyższonej wytrzymałości, C — drut o wysokiej wytrzymałości.

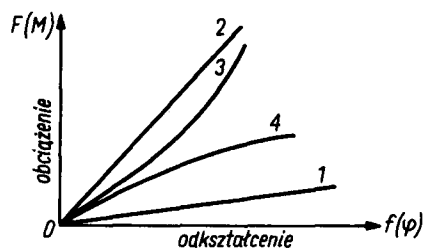
Materiały stosowane do wyrobu sprężyn. Różnorodne wymagania stawiane sprężynom powodują konieczność stosowania materiałów o dużej wytrzymałości, zwłaszcza zmęczeniowej, oraz wysokiej granicy sprężystości i plastyczności. Na sprężyny stalowe stosuje się najczęściej stale wysokowęglowe i stopowe, ujęte w normie PN-74/H-84032, oraz drut patentowany, tzw. fortepianowy (PN-71/M-80057). Własności wytrzymałościowe wybranych stali sprężynowych podano w tabl. 7.1.

Sprężyny wykonuje się z drutów (rzadziej z prętów), taśm i blach. Technologia wykonania sprężyn zależy od ich wymiarów i kształtu, postaci materiału wyjściowego, a także od wielkości produkcji. Sprężyny pracujące w środowisku korodującym oraz sprężyny stykowe, stosowane np. jako łączniki elektryczne, są wykonywane z odpowiednich stopów metali nieżelaznych, np. z brązu krzemowego, fosforowego lub berylowego, mosiądzu wysokoniklowego itp.

Niektóre rodzaje sprężyn wykonuje się z drewna prasowanego, a ostatnio również z tworzyw sztucznych, np. z poliestrowego laminatu szklanego.

7.3. Sztywność i praca sprężyny

Podstawową cechą użytkową sprężyn jest ich **sztywność**, wyrażona w postaci stosunku F/f lub M/φ . Zależność ta jest przedstawiana na wykresach zwanych charakterystykami sprężyn (rys. 7.2). Sprężyny mogą być podatne („miękkie”), łatwo odkształcające się już przy niewielkim obciążeniu (linia 1 na rys. 7.2) lub sztywne, „twarde” (linia 2).



Rys. 7.2. Charakterystyki sprężyn: 1, 2 — o stałej sztywności, 3 — o sztywności wzrastającej (sprężyna progresywna), 4 — o sztywności malejącej (sprężyna degeneracyjna) [wg 3]

Rozróżnia się sprężyny o sztywności stałej (linie proste 1, 2 na rys. 7.2) oraz o sztywności zmiennej (krzywe 3, 4). Mianem sztywności sprężyny określa się stosunek obciążenia F do odkształcenia f . Większość sprężyn ma sztywność stałą; otrzymuje się dla nich charakterystyki liniowe. Sprężyny o zmiennej sztywności mają charakterystyki nieliniowe: progresywne — o sztywności wzrastającej w miarę wzrostu obciążenia (krzywa 3) i degeneracyjne — o sztywności malejącej (krzywa 4).

Charakterystykę progresywną mają m.in. sprężyny śrubowe stożkowe. Po osiągnięciu określonego obciążenia granicznego zwoje osiadają jedne na drugich lub na powierzchni oporowej; osiadanie powinno nastąpić w momencie

osiągnięcia w danym przekroju naprężeń dopuszczalnych. Osiadanie zwojów powoduje stopniowe wychodzenie ich ze współpracy, a więc dalszy wzrost obciążenia sprężyny powoduje coraz mniejsze jej ugięcie.

Dla sprężyn o charakterystyce liniowej sztywność C (stałą sprężyny, wskaźnik sztywności sprężyny) określa zależność

$$C = \frac{F}{f} \text{ w } \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \text{lub} \quad C = \frac{M}{\varphi} \text{ w } \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{rad}} \quad (7.1)$$

w której:

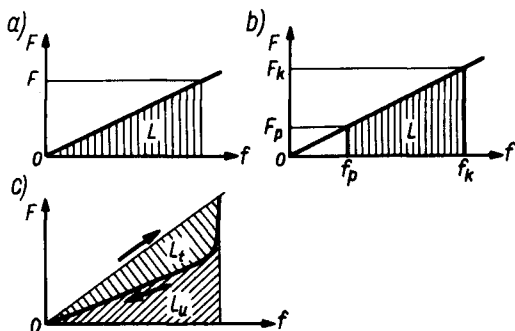
f — strzałka ugięcia pod obciążeniem F ,

φ — kąt skręcenia pod działaniem momentu M .

Znajomość wartości stałej sprężyny jest wykorzystywana przy doborze sprężyn (por. tabl. 7.2).

Praca sprężyny. W wyniku odkształcenia wywołanego obciążeniem sprężyna gromadzi energię umożliwiającą wykonanie określonej pracy. Wartość pracy określa zakreskowane pole pod charakterystyką (rys. 7.3a) oraz zależność

$$L = \frac{F \cdot f}{2} \quad \text{lub} \quad L = \frac{M \cdot \varphi}{2} \quad (7.2)$$



Rys. 7.3. Wykresy pracy sprężyny
[częściowo 14]

W celu zwiększenia efektywności pracy sprężyn są one często montowane z napięciem wstępnym F_p (rys. 7.3b) i wówczas:

$$L = 0,5 (F_k \cdot f_k - F_p \cdot f_p) \quad \text{lub} \quad L = 0,5 (M_k \cdot \varphi_k - M_p \cdot \varphi_p) \quad (7.3)$$

Podczas obciążania każda sprężyna magazynuje energię, natomiast podczas odciażania — oddaje ją. Ze względu na tarcie wewnętrzne w metalu oraz tarcie zewnętrzne między sprężyną i elementami współpracującymi część zgromadzonej energii jest zużywana na pokonanie oporów tarcia i ulega rozproszeniu. Straty energii obrazuje pole L_t (rys. 7.3c), które nosi nazwę pętli histerezy; praca użyteczna sprężyny wynosi zatem $L_u = L - L_t$. Rozpraszanie energii stanowi jedną z ważnych cech sprężyn. Gdy sprężyna ma służyć do kumulowania energii (sprężyna napędowa) lub do celów po-

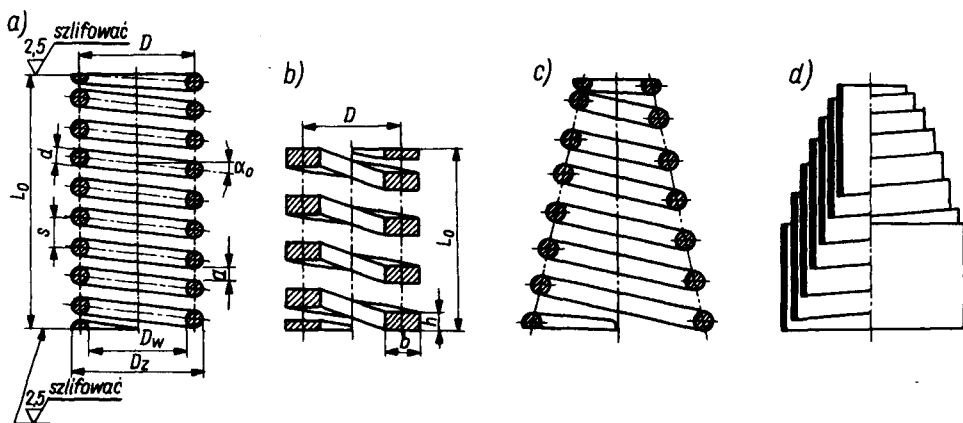
miarowych, dobiera się sprężyny o możliwie najmniejszej pętli histerezy. Jeżeli sprężyna ma służyć do tłumienia drgań i łagodzenia skutków uderzeń, stosuje się sprężyny o dużej pętli histerezy, ponieważ energia rozpraszana L_f powinna być wówczas możliwie duża.

7.4. Sprężyny śrubowe

7.4.1. Parametry sprężyn śrubowych

Sprężyny śrubowe wykonuje się z drutu (lub pręta) okrągłego, kwadratowego, prostokątnego lub o innym kształcie przekroju poprzecznego. W zależności od kierunku nawinięcia sprężyny dzieli się na prawo- i lewoskrętne, przy czym skok zwoju sprężyny może być stały lub zmienny.

Najczęściej są stosowane sprężyny walcowe prawoskrętne o stałym skoku zwoju, wykonane z drutu okrągłego, ponieważ kształt ich jest korzystny pod każdym względem.



Rys. 7.4. Rodzaje sprężyn śrubowych: walcowe z drutu o przekroju a) okrągłym, b) prostokątnym; stożkowe z drutu o przekroju c) okrągłym, d) prostokątnym [14, 16]

Podstawowe parametry sprężyn śrubowych. Do podstawowych geometrycznych parametrów sprężyny należą (rys. 7.4a):

- d — średnica drutu (pręta),
- D — średnica podziałowa sprężyny nie obciążonej,
- D_z — średnica zewnętrzna sprężyny $D_z = D + d$,
- D_w — średnica wewnętrzna sprężyny $D_w = D - d$,
- δ — współczynnik kształtu sprężyny (wskaźnik sprężyny), równy $\delta = D/d$,
- a — prześwit między dwoma czynnymi zwojami sprężyny,
- s — skok zwojów sprężyny, $s = a + d$,
- l — długość czynnej części sprężyny,
- z — liczba zwojów czynnych, $z = l/s$.

Parametrami sprężyny są także:

C — sztywność (stała sprężyny),

f — strzałka ugięcia sprężyny pod określonym obciążeniem,

f_1 — ugięcie jednego czynnego zwoju pod określonym obciążeniem $f_1 = f/z$.

Przy rozpatrywaniu parametrów sprężyny w różnych fazach obciążenia do podanych oznaczeń dodaje się indeksy (wskaźniki):

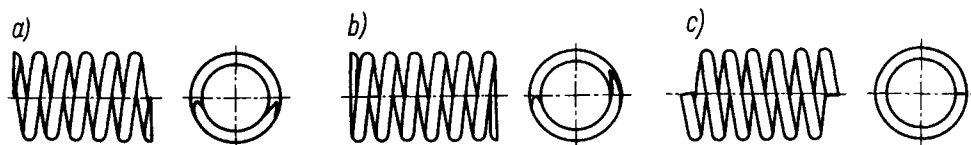
o — dla sprężyny w stanie swobodnym (np. s_o , l_o),

p — dla sprężyny wstępnie napiętej (np. s_p , l_p , f_p),

k — przy największym obciążeniu roboczym sprężyny (np. s_k , l_k , f_k).

7.4.2. Konstrukcja i zastosowanie sprężyn śrubowych

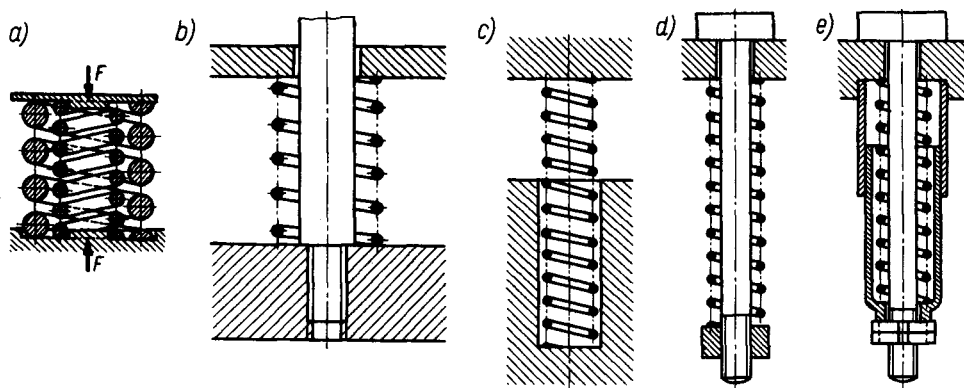
Sprężyny naciskowe. Prawidłowa praca sprężyn naciskowych ma miejsce wówczas, gdy siła nacisku działa wzdłuż osi sprężyny. W celu uzyskania takich warunków pracy końcowe zwoje sprężyny zeszlifowuje się prostopadłe do jej osi na ok. 1/2 do 3/4 obwodu (rys. 7.5a), dogina lub dodatkowo zeszlifowuje po ich dogięciu (rys. 7.5b). Zwoje te nie biorą udziału w pracy sprężyny i są określane jako zwoje nieczynne. Pozostawienie zwojów końcowych bez ich wyrównania (rys. 7.5c) stosuje się rzadko, przeważnie w sprężynach spełniających mało odpowiedzialne funkcje, ponieważ powoduje to skośne ustawienie sprężyny i niewłaściwą jej pracę.



Rys. 7.5. Zakończenia sprężyn naciskowych [14]

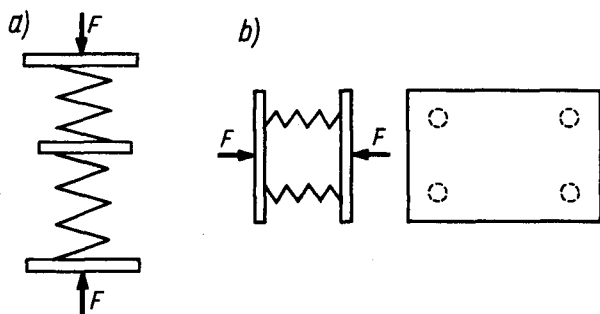
Ze względu na charakter pracy większości sprężyn naciskowych (zwłaszcza dłuższych), smukłych, tj. mających znaczną długość przy niewielkiej średnicy, jest narażona na wyboczenie, co wymaga odpowiednich zabezpieczeń. W tym celu na powierzchniach oporowych stosuje się elementy środkujące o wysokości ok. $3/4d$ (rys. 7.6a) lub prowadzenie sprężyny na trzpieniu albo w otworze (rys. 7.6b, c). Gdy warunki pracy połączenia wymagają okresowej zmiany położenia części współpracujących lub regulacji napięcia wstępnego, stosuje się sprężyny z regulacją długości (rys. 7.6d, e).

W wielu konstrukcjach stosuje się zespoły sprężyn w układzie szeregowym lub równoległym. W układzie szeregowym (rys. 7.7a) każda sprężyna przenosi całkowite obciążenie siłą F , natomiast strzałka ugięcia układu sprężyn stanowi sumę strzałek ugięcia poszczególnych sprężyn. W układzie równoległym (rys. 7.7b) stosuje się sprężyny o jednakowej sztywności, a tym samym o jednakowych parametrach (d , D , s , L , f); wówczas na każdą sprężynę przypada część obciążenia całkowitego (na rys. 7.7b— $F/4$). Innym rodzajem układu równoległego jest układ współśrodkowy (rys. 7.6a). W tym układzie należy



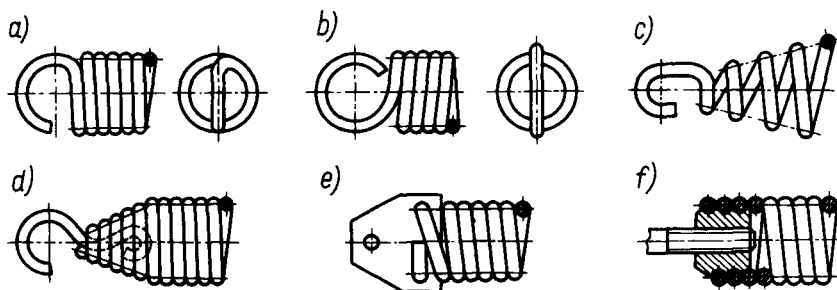
Rys. 7.6. Szczegóły konstrukcji połączeń ze sprężynami naciskowymi [3, 4]

zapewnić odpowiedni luz promieniowy, a ponadto stosować sprężyny o różnym kierunku nawinięcia, co zapewnia zmniejszenie momentu tarcia na powierzchniach oporowych.



Rys. 7.7. Zespół sprężyn w układzie: a) szeregowym, b) równoległym [częściowo 18]

Sprężyny naciągowe. Praca tych sprężyn polega na rozciąganiu, dlatego w celu zapewnienia możliwie małej długości sprężyn naciągowych nie obciążonych ich zwoje powinny być tak nawinięte, aby przylegały do siebie ze znacznym napięciem wstępnym. Sprężyny naciągowe nie mają zwojów nieczynnych.



Rys. 7.8. Zaczepy sprężyn naciągowych [3]

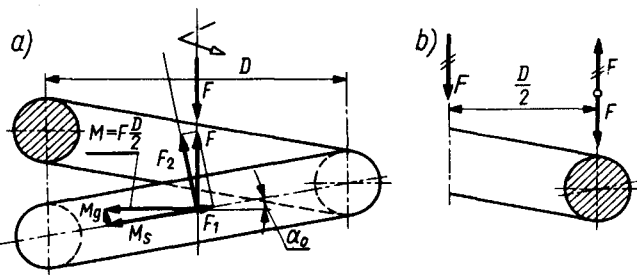
Dla umożliwienia przyłożenia obciążenia oraz zapewnienia jego działania wzdłuż osi sprężyny stosuje się zaczepy. Popularnym sposobem wykonania zaczepów jest odgięcie skrajnych zwojów (rys. 7.8a, b, c). Ten sposób jest jednak niekorzystny ze względów wytrzymałościowych, ponieważ wywołuje dodatkowo naprężenia zginające. Korzystniejsze wytrzymałościowo są osobne zaczepy, utwierdzone w końcach sprężyny, np. haczyki (rys. 7.8d), zaczepy z blach stosowane do sprężyn z cienkiego drutu (rys. 7.8e), wkręcane wkładki z haczykiem, polecane dla $d > 5 \text{ mm}$ (rys. 7.8f) i inne.

Sprężyny naciągowe są stosowane przy niewielkich obciążeniach w różnych urządzeniach pomocniczych.

7.4.3. Obliczanie sprężyn śrubowych

Obliczenia te polegają na doborze wymiarów sprężyny z warunków wytrzymałościowych oraz na ustaleniu pozostałych wymiarów wynikających z konstrukcji sprężyny.

W sprężynach śrubowych naciskowych i naciągowych występuje złożony stan naprężeń. W celu wykonania analizy stanu naprężeń należy rozpatrzyć obciążenie drutu sprężyny w płaszczyźnie prostopadłej do osi drutu (rys. 7.9). Ponieważ siła F działa w przybliżeniu w osi sprężyny, należy zatem



Rys. 7.9. Schemat obciążenia sprężyny śrubowej [14]

dokonać redukcji siły F do środka przekroju drutu. W tym celu wprowadza się umownie tzw. układ zerowy sił, tj. dwie siły F równej wartości i o przeciwnych zwrotach, działające w osi drutu (rys. 7.9b). Teraz łatwo można stwierdzić, że drut jest obciążony siłą F , równoległą do osi sprężyny, i parą sił o momencie $M = F \cdot D / 2$, którego wektor leży w płaszczyźnie prostopadłej do osi sprężyny.

Rozkładając siłę F i moment M na wektory składowe, działające w osi drutu oraz prostopadłe do osi drutu, stwierdza się, że drut sprężyny w każdym przekroju jest narażony na:

- skręcanie momentem M_s ,
- zginanie momentem M_g ,
- rozciąganie lub ściskanie siłą F_1 ,
- ścinanie siłą F_2 .

Ponieważ skok zwoju sprężyny naciskowej przyjmuje się zwykle $s = (0,33 \div 0,5)D$, zatem — ze względu na mały kąt wzniosu ($\alpha_0 = 6 \div 9^\circ$) — o wytrzymałości sprężyny decyduje głównie moment skręcający M_s ,

$$M_s = 0,5F \cdot D \cdot \cos \alpha_0 \approx 0,5F \cdot D \quad (7.4)$$

Wpływ pozostałych czynników (sił F_1 i F_2 oraz momentu M_g) uwzględnia się przez wprowadzenie współczynnika poprawkowego K , obliczanego wg wzoru

$$K = \frac{4\delta - 1}{4\delta - 4} + \frac{0,615}{\delta} \quad (7.5)$$

Zalecane wartości współczynnika kształtu δ wynoszą:

$\delta = 5 \div 12$ dla drutu o średnicy $d = 1 \div 2,5$ mm;

$\delta = 4 \div 10$ dla $d = 3 \div 5$ mm;

$\delta = 4 \div 9$ dla $d = 6 \div 12$ mm.

Wartości współczynnika $\delta < 4$ można przyjmować tylko w wyjątkowych przypadkach; dla sprężyn z drutu o $d \leq 1$ mm czasami przyjmuje się $\delta = 12 \div 20$.

Dla sprężyn śrubowych warunek wytrzymałości na skręcanie przyjmuje zatem postać

$$\tau_s = \frac{M_s \cdot K}{W_0} = \frac{0,5F \cdot D \cdot K}{0,2d^3} = \frac{2,5F \cdot D \cdot K}{d^3} \leq k_s \quad (7.6)$$

Jeżeli w założeniach konstrukcyjnych przyjmuje się wartość współczynnika δ (bez zakładania wymiaru D), wówczas po wprowadzeniu do wzoru 7.6 wartości $\delta = D/d$ otrzymuje się

$$\tau_s = \frac{2,5F \cdot \delta \cdot K}{d^2} \leq k_s \quad (7.7)$$

Po wyznaczeniu średnicy drutu z wzoru 7.6 lub 7.7 przyjmuje się ostatecznie wartość d wg norm, a następnie ustala średnicę zwojów sprężyny $D = \delta \cdot d$.

Po ustaleniu wymiarów sprężyny (średnic D i d) i założeniu liczby czynnych zwojów z — z warunku wytrzymałościowego — oblicza się strzałkę ugięcia sprężyny z wzoru

$$f = \frac{8F \cdot z \cdot D^3}{G \cdot d^4} = \frac{8F \cdot z \cdot \delta^3}{G \cdot d} \quad (7.8)$$

w którym:

G — moduł sprężystości poprzecznej; dla stali sprężynowych $G = (0,8 \div 0,85) \cdot 10^5$ MPa.

W przypadku sprężyn montowanych z napięciem wstępnym $F_p = (0,1 \div 0,6)F_k$ wartość strzałki ugięcia obliczona z wzoru 7.8 określa

całkowite ugięcie sprężyny, które jest sumą ugięcia wstępnego i ugięcia roboczego, wywołanego obciążeniem roboczym. Ugięcie robocze f_r sprężyny wyznacza się z zależności

$$f = \frac{f_r \cdot F_k}{F_k - F_p} \quad (7.9)$$

W praktyce często należy obliczać ugięcie jednego czynnego zwoju f_1 i wówczas do wzoru 7.8 wprowadza się zależność $f = f_1 \cdot z$, otrzymując

$$f_1 = \frac{8F \cdot D^3}{G \cdot d^4} = \frac{8F \cdot \delta^3}{G \cdot d} \quad (7.10)$$

Na podstawie wzoru 7.8 wyznacza się również sztywność sprężyny (stałą sprężyny)

$$C = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8z \cdot D^3} = \frac{G \cdot d}{8z \cdot \delta^3} \quad (7.11)$$

Sztywność sprężyny jest parametrem stałym dla każdej sprężyny, zależnym wyłącznie od zastosowanego materiału oraz od wymiarów sprężyny i liczby czynnych zwojów.

Wykorzystując podane wzory można opracować tablice pomocnicze o charakterystyce liniowej, ułatwiające dobór sprężyn przy różnych założeniach konstrukcyjnych. Jednym z takich opracowań jest tablica 7.2, w której podano wartości obciążeń siłą F i ugięć jednego zwoju f_1 , obliczonych dla sprężyn walcowych śrubowych ze stali, dla której $G = 0,83 \cdot 10^5$ MPa oraz przy założonej wartości naprężeń dopuszczalnych $k_s = 400$ MPa.

Podane wzory (oraz tabl. 7.2) są stosowane do obliczania (lub doboru) sprężyn zarówno naciskowych, jak i naciągowych. W celu ustalenia wymiarów długościowych sprężyn śrubowych naciskowych obliczoną liczbę zwojów zwiększa się o $0,75 \div 1$ zwoju na każdym końcu, stąd całkowita liczba zwojów wynosi

$$z_c = z + (1,5 \div 2) \quad (7.12)$$

Luz osiowy między zwojami sprężyny przy maksymalnym jej obciążeniu (uwzględniający m.in. usterki wykonania oraz zabezpieczający przed stykaniem się zwojów) powinien wynosić

$$e = (0,1 \div 0,2)d \quad (7.13)$$

Prześwit między poszczególnymi zwojami sprężyny naciskowej nie obciążonej wynosi

$$a = f_1 + e \quad (7.14)$$

Długość sprężyny w stanie swobodnym

$$l_o = z(a + d) + (1,5 \div 2)d \quad (7.15)$$

Wartości F/f_1 do obliczania sprężyn śrubowych, wykonanych ze stali, dla której:

$$k_s = 400 \text{ MPa i } G = 83\,000 \text{ MPa [19]}$$

średnica średnica sprężyny D w mm	Średnica drutu d w mm											
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8
	$\frac{F}{f_1} = \frac{\text{dopuszczalne obciążenie w N}}{\text{ugięcie jednego zwoju (w mm) pod działaniem siły F}}$											
10	$\frac{17,5}{1,23}$	$\frac{63}{0,73}$	$\frac{157}{0,48}$	$\frac{330}{0,34}$	$\frac{610}{0,25}$	$\frac{1040}{0,18}$						
12	$\frac{14,3}{1,83}$	$\frac{51}{1,12}$	$\frac{125}{0,76}$	$\frac{260}{0,55}$	$\frac{470}{0,41}$	$\frac{790}{0,31}$	$\frac{1260}{0,24}$					
15	$\frac{11,2}{2,96}$	$\frac{39}{1,85}$	$\frac{97}{1,28}$	$\frac{197}{0,95}$	$\frac{350}{0,73}$	$\frac{590}{0,57}$	$\frac{920}{0,46}$	$\frac{1360}{0,37}$	$\frac{1960}{0,3}$			
20	$\frac{8,3}{5,5}$	$\frac{29}{3,46}$	$\frac{70}{2,45}$	$\frac{140}{1,86}$	$\frac{250}{1,46}$	$\frac{410}{1,18}$	$\frac{630}{0,97}$	$\frac{920}{0,81}$	$\frac{1310}{0,68}$	$\frac{2240}{0,49}$	$\frac{4140}{0,37}$	
25	$\frac{6,6}{8,7}$	$\frac{23}{5,6}$	$\frac{55}{4,0}$	$\frac{109}{3,06}$	$\frac{193}{2,44}$	$\frac{310}{2,0}$	$\frac{480}{1,67}$	$\frac{700}{1,41}$	$\frac{980}{1,21}$	$\frac{1790}{0,91}$	$\frac{2990}{0,70}$	$\frac{4730}{0,55}$
30	$\frac{5,4}{12,8}$	$\frac{18,6}{8,2}$	$\frac{45}{5,9}$	$\frac{89}{4,57}$	$\frac{157}{3,68}$	$\frac{250}{3,04}$	$\frac{390}{2,56}$	$\frac{560}{2,18}$	$\frac{790}{1,89}$	$\frac{1430}{1,45}$	$\frac{2340}{1,14}$	$\frac{3660}{0,92}$
35	$\frac{4,6}{17,5}$	$\frac{15,9}{11,4}$	$\frac{38}{8,2}$	$\frac{76}{6,4}$	$\frac{133}{5,2}$	$\frac{210}{4,30}$	$\frac{320}{3,64}$	$\frac{470}{3,13}$	$\frac{650}{2,72}$	$\frac{1170}{2,12}$	$\frac{1920}{1,69}$	$\frac{2980}{1,38}$
40	$\frac{4}{23,1}$	$\frac{13,7}{15,0}$	$\frac{33}{10,9}$	$\frac{65}{8,5}$	$\frac{115}{6,9}$	$\frac{185}{5,8}$	$\frac{280}{4,90}$	$\frac{400}{4,24}$	$\frac{560}{3,71}$	$\frac{1000}{2,90}$	$\frac{1630}{2,35}$	$\frac{2520}{1,94}$
45	$\frac{3,6}{29,3}$	$\frac{12,2}{19,1}$	$\frac{29}{14,0}$	$\frac{58}{10,9}$	$\frac{101}{8,9}$	$\frac{163}{7,5}$	$\frac{250}{6,4}$	$\frac{350}{5,5}$	$\frac{490}{4,84}$	$\frac{870}{3,84}$	$\frac{1430}{3,12}$	$\frac{2180}{2,59}$
50	$\frac{3,2}{36,4}$	$\frac{10,9}{23,8}$	$\frac{26}{17,4}$	$\frac{52}{13,7}$	$\frac{90}{11,2}$	$\frac{145}{9,4}$	$\frac{220}{8,0}$	$\frac{310}{7,0}$	$\frac{440}{6,1}$	$\frac{770}{4,87}$	$\frac{1250}{3,99}$	$\frac{1920}{3,34}$
60	$\frac{2,7}{53}$	$\frac{9,1}{34,6}$	$\frac{22}{25,5}$	$\frac{43}{20,0}$	$\frac{74}{16,4}$	$\frac{119}{13,8}$	$\frac{180}{11,9}$	$\frac{260}{10,4}$	$\frac{360}{9,2}$	$\frac{630}{7,3}$	$\frac{1030}{6,1}$	$\frac{1550}{5,1}$
70	$\frac{2,3}{72}$	$\frac{7,8}{47,4}$	$\frac{18,5}{34,2}$	$\frac{36}{27,6}$	$\frac{63}{22,70}$	$\frac{101}{19,2}$	$\frac{153}{16,5}$	$\frac{220}{14,4}$	$\frac{300}{12,8}$	$\frac{530}{10,3}$	$\frac{850}{8,6}$	$\frac{1300}{7,3}$
80	$\frac{2}{94}$	$\frac{6,8}{62}$	$\frac{16,1}{46}$	$\frac{32}{36,4}$	$\frac{55}{30,0}$	$\frac{88}{25,3}$	$\frac{133}{21,8}$	$\frac{190}{19,2}$	$\frac{260}{17,0}$	$\frac{460}{13,8}$	$\frac{740}{11,5}$	$\frac{1140}{9,8}$
90	$\frac{1,8}{120}$	$\frac{6}{79}$	$\frac{14,3}{59}$	$\frac{28}{46,5}$	$\frac{49}{38,3}$	$\frac{78}{32,3}$	$\frac{117}{28}$	$\frac{167}{24,6}$	$\frac{230}{21,8}$	$\frac{400}{17,8}$	$\frac{650}{14,9}$	$\frac{980}{12,7}$
100	$\frac{1,6}{148}$	$\frac{5,4}{98}$	$\frac{12,8}{73}$	$\frac{25}{58}$	$\frac{44}{47,5}$	$\frac{70}{40,4}$	$\frac{105}{34,8}$	$\frac{150}{30,7}$	$\frac{210}{27,3}$	$\frac{360}{22,2}$	$\frac{590}{18,7}$	$\frac{880}{16,0}$

Długość sprężyny w stanie ściśniętym („zblokowanej”)

$$l_k = z(e + d) + (1,5 \div 2)d \quad (7.16)$$

Dla sprężyn naciagowych długość sprężyny nie obciążonej wynosi

$$l_o = z \cdot d + 2l_z \quad (7.17)$$

gdzie l_z — długość zaczepu.

W celu nawinięcia sprężyny oblicza się również wznios linii śrubowej zwoju z zależności

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{s}{\pi \cdot D} \quad (7.18)$$

PRZYKŁAD 7.1. Obliczyć wymiary sprężyny śrubowej walcowej naciskowej z drutu okrągłego, wykonanej ze stali 50 HG. Przewidywane warunki pracy sprężyny: wstępne napięcie na montażu $F_p = 300$ N, maksymalne obciążenie robocze $F_k = 1000$ N, ugięcie robocze $f_r = 20$ mm. Przyjąć współczynnik kształtu $\delta = 7$.

Rozwiązanie

Wyznaczamy całkowitą strzałkę ugięcia

$$f = \frac{f_r \cdot F_k}{F_k - F_p} = \frac{20 \cdot 1000}{1000 - 300} \approx 28,57 \approx 29 \text{ mm}$$

Obliczamy współczynnik poprawkowy K

$$K = \frac{4\delta - 1}{4\delta - 4} + \frac{0,615}{\delta} = \frac{4 \cdot 7 - 1}{4 \cdot 7 - 4} + \frac{0,615}{7} \approx 1,21$$

Z tablicy 7.1 przyjmujemy $k_s = 430$ MPa = 43 kN/cm² i obliczamy średnicę drutu

$$d \geq \sqrt{\frac{2,5 F_k \cdot \delta \cdot K}{k_s}} = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 1,21}{43}} \approx 0,702 \text{ cm}$$

Przyjmujemy $d = 7$ mm i wyznaczamy średnią średnicę sprężyny

$$D = \delta \cdot d = 7 \cdot 7 = 49 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $G = 0,8 \cdot 10^5$ MPa = $0,8 \cdot 10^4$ kN/cm² i obliczamy liczbę czynnych zwojów

$$z = \frac{G \cdot d \cdot f}{8 F_k \cdot \delta^3} = \frac{0,8 \cdot 10^4 \cdot 0,7 \cdot 2,9}{8 \cdot 1 \cdot 7^3} \approx 5,92 \approx 6$$

Całkowita liczba zwojów

$$z_c = 6 + 2 = 8$$

Przyjmujemy luz między zwojami (przy F_k)

$$e \approx 0,15d = 0,15 \cdot 7 = 1,05 \text{ mm}$$

Ugięcie jednego zwoju

$$f_1 = \frac{f}{z} = \frac{29}{6} \approx 4,83 \text{ mm}$$

Prześwit między zwojami

$$a = f_1 + e = 4,83 + 1,05 = 5,88 \text{ mm}$$

Długość sprężyny w stanie swobodnym i po obciążeniu:

$$l_o = z(a + d) + 2d = 6(5,88 + 7) + 2 \cdot 7 = 91,28 \approx 91 \text{ mm}$$

$$l_k = z(e + d) + 2d = 6(1,05 + 7) + 2 \cdot 7 = 62,3 \approx 62 \text{ mm}.$$

Skok sprężyny

$$s = a + d = 5,88 + 7 = 12,88 \text{ mm}$$

Wznios linii śrubowej zwoju

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{s}{\pi \cdot D} = \frac{12,88}{3,14 \cdot 49} \approx 0,0837$$

$$\alpha_o \approx 4^\circ 47'$$

PRZYKŁAD 7.2. Na podstawie tabl. 7.2 dobrać wymiary sprężyny śrubowej naciskowej o ugięciu roboczym $f_r = 35 \text{ mm}$, dla której wstępne napięcie $F_p = 80 \text{ N}$ i maksymalne obciążenie robocze $F_k = 250 \text{ N}$. Ze względów konstrukcyjnych średnica sprężyny powinna wynosić $D = 35 \div 50 \text{ mm}$.

Rozwiązanie

Obliczamy całkowitą strzałkę ugięcia

$$f = \frac{f_r \cdot F_k}{F_k - F_p} = \frac{35 \cdot 250}{250 - 80} \approx 51,5 \text{ mm}$$

W tabl. 7.2 znajdujemy wymiary sprężyn, dla których $F \geq 250 \text{ N}$:

- 1) $F = 280 \text{ N}$ dla $D = 40 \text{ mm}$, $d = 4 \text{ mm}$ przy $f_1 = 4,9 \text{ mm}$
- 2) $F = 250 \text{ N}$ dla $D = 45 \text{ mm}$, $d = 4 \text{ mm}$ przy $f_1 = 6,4 \text{ mm}$

Przyjmujemy sprężynę z pozycji 1. Ponieważ wartość f_1 podana jest przy $F > F_k$, a strzałka ugięcia jest wprost proporcjonalna do siły, zatem obliczamy ugięcie f'_1 pod działaniem siły F_k

$$f'_1 = f_1 \cdot \frac{F_k}{F} = 4,9 \cdot \frac{250}{280} = 4,375 \text{ mm}$$

Przy $F_k = 250 \text{ N}$ ugięcie jednego zwoju wyniesie $f = 4,375 \text{ mm}$. Obliczamy liczbę czynnych zwojów i pozostałe wymiary sprężyny

$$z = \frac{f}{f'_1} = \frac{51,5}{4,375} \approx 11,77 \approx 11,8$$

$$z_c = z + 2 = 11,8 + 2 = 13,8$$

$$e \approx 0,15d = 0,15 \cdot 4 = 0,6 \text{ mm}$$

$$a = f'_1 + e = 4,375 + 0,6 = 4,975 \approx 5 \text{ mm}$$

$$l_o = z(a + d) + 2d = 11,8(5 + 4) + 8 = 114,2 \text{ mm} \approx 114 \text{ mm}$$

$$l_k = z(e + d) + 2d = 11,8(0,6 + 4) + 8 = 62,28 \text{ mm} \approx 62,5 \text{ mm}$$

$$s = d + a = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{s}{\pi \cdot D} = \frac{9}{3,14 \cdot 40} \approx 0,07166$$

$$\alpha_o \approx 4^\circ 6'$$

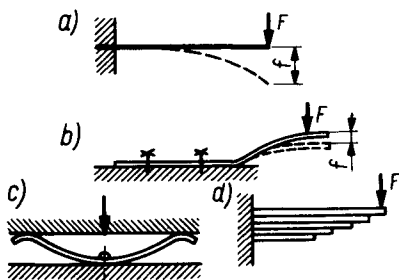
U w a g a: Obliczenie wymiarów sprężyny o danych wg poz. 2. oraz porównanie wyników pod względem konstrukcyjnym — pozostawiono uczniom.

7.5. Sprężyny płaskie (prętowe)

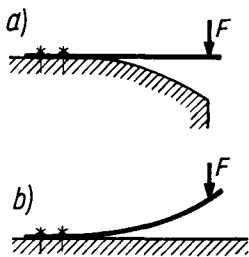
Sprężynami płaskimi nazywa się elementy, wykonane najczęściej z blach lub taśm o niewielkiej grubości, z płaskowników oraz — rzadziej — z prętów o przekroju kwadratowym lub kołowym.

Na rysunku 7.10 podano różne rodzaje sprężyn płaskich. Najprostszą sprężyną jest prosty pręt płaski (rys. 7.10a). Kształt sprężyn wygiętych (np. rys. 7.10b, c) jest uzależniony od ich przeznaczenia i od warunków pracy. W celu lepszego wykorzystania własności materiału stosuje się sprężyny wielokrotne (rys. 7.10d), stanowiące w przybliżeniu belkę o równej wytrzymałości.

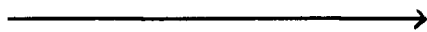
Najczęściej stosuje się sprężyny prętowe o charakterystyce liniowej. Charakterystykę progresywną uzyskuje się przy pracy sprężyn o długości czynnej malejącej ze wzrostem obciążenia (rys. 7.11).



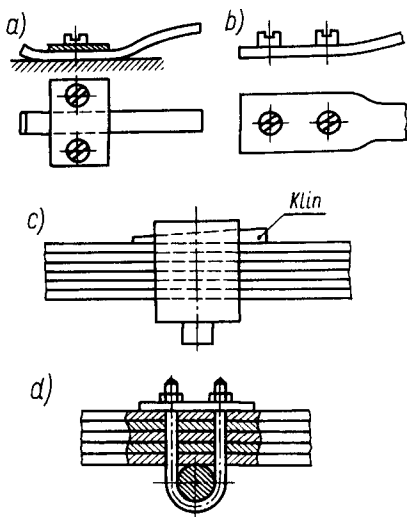
Rys. 7.10. Rodzaje sprężyn prętowych [4, 22]



Rys. 7.11. Sprężyny płaskie o charakterystyce progresywnej [18]



Rys. 7.12. Mocowanie sprężyn płaskich [częściowo 16]



Konstrukcja sprężyn płaskich. Sprężyny płaskie są bardzo wrażliwe na działanie karbu, dlatego w ich kształtach należy unikać ostrych zagięć oraz — w miarę możliwości — otworów. Sprężyny pojedyncze bardziej obciążone mocuje się np. z użyciem nakładek (rys. 7.12a), w miejscach poszerzonych w stosunku do części pracującej (rys. 7.12b) itp. W sprężynach obciążonych niewielkimi siłami otwory pod wkręty lub śruby umieszcza się poza miejscami najbardziej obciążonymi; stosuje się również odpuszczanie średnie (w temperaturze ok. 460°C) końców mocowanych.

Sprężyny wieloprętowe (resory) łączy się za pomocą obejm nałożonej na

gorąco lub zaklinowanej (rys. 7.12c), jarzma osadzonego w otworach sprężyn (rys. 7.12d) i innymi sposobami.

Obliczanie sprężyn płaskich. Sprężyny płaskie o stałym przekroju poprzecznym pracują na zginanie, zatem ich wytrzymałość oblicza się z wzoru

$$\sigma_g = \frac{M_{g \max}}{W_x} \leq k_g \quad (7.19)$$

Wartość strzałki ugięcia tych sprężyn zależy od sposobu ich zamocowania, wartości obciążenia ($M_{g \max}$), kształtu przekroju oraz własności materiału, z którego są one wykonane. Wzory na obliczanie maksymalnego momentu zginającego $M_{g \max}$ oraz strzałki ugięcia f dla podstawowych przypadków zamocowania sprężyn podano w tabl. 7.3.

Wartości modułu sprężystości wzdłużnej (modułu Younga) przyjmuje się: dla stali węglowych $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, dla stali stopowych — $(2,05 \div 2,3) \cdot 10^5$ MPa, dla brązu — $1,25 \cdot 10^5$ MPa oraz dla mosiądzu wysokoniklowego — $1,35 \cdot 10^5$ MPa.

Obliczanie sprężyn płaskich najczęściej polega na ustaleniu wymiarów przekroju sprężyny ($b \times h$) wg znanej strzałki ugięcia oraz pozostałych parametrów. W tym przypadku do wzoru na strzałkę ugięcia podstawia się wartość siły F (obliczoną na podstawie $M_{g \max}$ wyznaczonego z wzoru 7.19) oraz J_x , wyznaczając po przekształceniu grubość sprężyny h , a następnie jej szerokość b . Na przykład dla sprężyny jednostronnie utwierdzonej (p. 1 — tabl. 7.3) należy podstawić:

$$F_{\max} = \frac{M_{g \max}}{l} = \frac{W_x \cdot k_g}{l} = \frac{b \cdot h^2 \cdot k_g}{6l}$$

$$\text{oraz } J_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

zatem

$$f_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot J_x} = \frac{b \cdot h^2 \cdot k_g \cdot l^3 \cdot 12}{6l \cdot 3E \cdot b \cdot h^3} = \frac{2l^2 \cdot k_g}{3h \cdot E}$$

Ponieważ najczęściej w założeniach podaje się maksymalną wartość strzałki ugięcia ($f \leq f_{\max}$), stąd grubość sprężyny

$$h \leq \frac{2l^2 \cdot k_g}{3f \cdot E} \quad (7.20)$$

Po ustaleniu grubości sprężyny na podstawie wzoru 7.20 oblicza się jej szerokość

$$\sigma_g = \frac{M_{g \max}}{W_x} = \frac{6F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq k_g$$

stąd

$$b \geq \frac{6F \cdot l}{h^2 \cdot k_g}$$

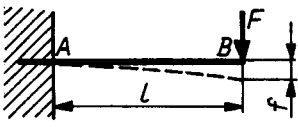
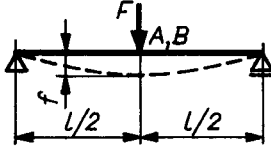
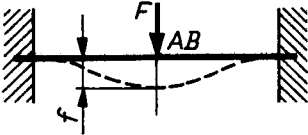
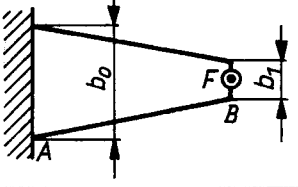
(7.21)

Po ustaleniu wymiarów h , b należy sprawdzić wartość strzałki ugięcia sprężyny oraz wartość naprężeń rzeczywistych przy założonych wymiarach.

Wyprowadzenie zależności 7.20 i 7.21 przeprowadza się osobno dla każdego przypadku podanego w tabl. 7.3.

Tablica 7.3

Wzory do obliczania sprężyn zginanych o przekroju prostokątnym

Lp.	Sposób mocowania sprężyny	Maksymalny moment zginający (punkt A) $M_{g \max}$	Strzałka ugięcia (punkt B) f									
1		$F \cdot L$	$\frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot J_x}$									
2		$\frac{F \cdot L}{4}$	$\frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_x}$									
3		$\frac{F \cdot L}{8}$	$\frac{F \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot J_x}$									
4		$F \cdot L$	$\frac{K \cdot F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot J_{x0}}$									
	Wartości współczynnika K dla sprężyn trapezowych											
	b_1/b_0	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0 trójkąt
	K	1	1,02	1,05	1,09	1,12	1,16	1,2	1,25	1,32	1,39	1,5
	$J_{x0} = \frac{b_0 \cdot h^3}{12}$ $W_{x0} = \frac{b_0 \cdot h^2}{6}$											

PRZYKŁAD 7.3. Dla sprężyny płaskiej wg rys. 7.10b o przekroju prostokątnym i długości $l = 120$ mm strzałka ugięcia ma wynosić $f_{max} = 6$ mm przy obciążeniu $F = 250$ N. Obliczyć wymiary przekroju sprężyny ze stali 75.

Rozwiązanie

Przyjmujemy $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa oraz z tablicy 7.1 — $k_g = 540$ MPa.

Obliczamy grubość sprężyny (wzór 7.20)

$$h \leq \frac{2l^2 \cdot k_g}{3f \cdot E} = \frac{2 \cdot 120^2 \cdot 540}{3 \cdot 6 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \approx 4,11 \text{ mm} \approx 4 \text{ mm}$$

Szerokość sprężyny (wzór 7.21)

$$b \geq \frac{6F \cdot l}{h^2 \cdot k_g} = \frac{6 \cdot 250 \cdot 120}{4^2 \cdot 540} \approx 20,8 \text{ mm}$$

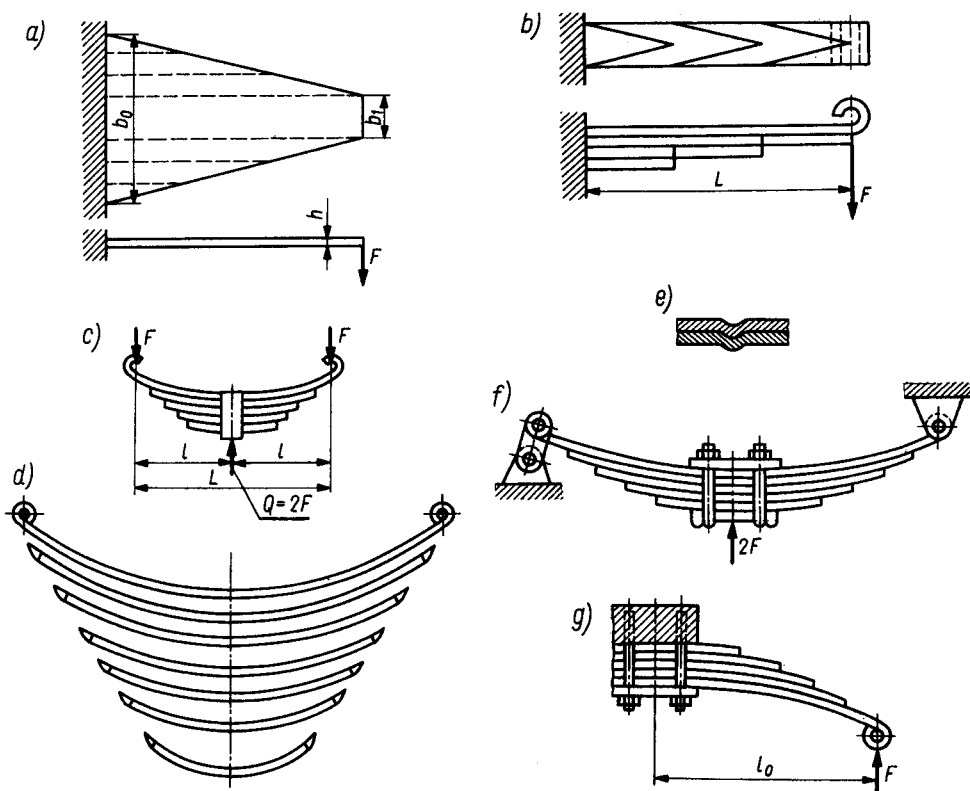
Przyjmujemy płaskownik $b \times h = 4 \times 22$ mm i sprawdzamy wartość strzałki ugięcia

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot J_x} = \frac{12F \cdot l^3}{3E \cdot b \cdot h^3} = \frac{4 \cdot 250 \cdot 120^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22 \cdot 4^3} \approx 5,84 \text{ mm} < f_{max}$$

Sprężyny wielokrotne (resory). Sprężyny mające za zadanie łagodzenie wstrząsów i tłumienie drgań powinny być mniej sztywne (bardziej podatne) niż sprężyny przeznaczone do innych celów. Mniejszą sztywność sprężyn płaskich można uzyskać stosując pręty o zmiennym przekroju. Sprężyny te umożliwiają również lepsze wykorzystanie własności materiału. Przykładem sprężyny o zmiennym przekroju jest sprężyna płaska wykonana w kształcie trapezu (rys. 7.13a) lub trójkąta (gdy $b_1 = 0$). Przy tym kształcie sprężyna może być traktowana jako belka o równej wytrzymałości, w której naprężenia są jednakowe na całej długości. Wykonanie sprężyn w kształcie trapezu jest jednak kłopotliwe ze względów konstrukcyjnych, dlatego w praktyce stosuje się sprężyny wielokrotne, oparte na tzw. resorze teoretycznym (rys. 7.13b). Resor teoretyczny powstaje w wyniku podzielenia trapezu na pasy w sposób pokazany na rys. 7.13a i połączenia ich parami, co też daje sprężynę będącą w przybliżeniu belką o stałej wytrzymałości.

Resor rzeczywisty stanowi zestaw płaskowników (tzw. piór) o jednakowej szerokości i różnej długości, a często również różnej grubości. Płaskowniki są ułożone jeden na drugim i połączone usztywniającą obejmą (rys. 7.13c) lub ściągnięte śrubami (rys. 7.13f, g). W resorach o dużych wymiarach stosuje się pióra z wywalcowanym rowkiem wzdłużnym (rys. 7.13e), co stanowi zabezpieczenie przed przesunięciami poprzecznymi piór.

Resor jest montowany z napięciem wstępnym. Krótszym piórom nadaje się większą krzywiznę (rys. 7.13d), wskutek czego po zamontowaniu i obciążeniu resoru w dłuższych piórach powstają naprężenia wstępne przeciwnego znaku niż robocze, co zwiększa ich obciążalność; w piórach krótkich zachodzi zjawisko odwrotne. Tarcie, występujące między piórami przy obciążeniu resoru, sprzyja tłumieniu drgań przez resor.



Rys. 7.13. Resory [3, 18]

Wartość strzałki ugięcia dla resorów o dużej sztywności (tzw. sztywnych), stosowanych np. w lokomotywach, wynosi zwykle $f = 30 \div 40$ mm, dla resorów średnio sztywnych (np. w samochodach ciężarowych) — $f = 50 \div 70$ mm, a dla resorów miękkich (np. w samochodach osobowych) — $f = 75 \div 100$ mm (w niektórych przypadkach nawet do 300 mm). Liczbę piór resoru przyjmuje się zwykle $n = 5 \div 15$.

Resory są wykonywane jako elementy symetryczne, zamocowane w środku ich długości (rys. 7.13c), dlatego oblicza się je jako dwie niezależne sprężyny, z których każda obciążona jest siłą $F = Q/2$, działającą na ramieniu $l = L/2$.

Wartość strzałki ugięcia resoru oblicza się wg wzoru dla pojedynczych sprężyn trapezowych (tabl. 7.3, p. 4), w których współczynnik K uwzględnia zmianę szerokości sprężyny. Dla resoru przyjmuje się, że wymiar b_0 odpowiada sumie szerokości wszystkich piór resoru

$$b_0 = n \cdot b_1 \quad (7.22)$$

gdzie: b_1 — szerokość jednego pióra,
 n — liczba piór resoru.

PRZYKŁAD 7.4. Obliczyć wymiary przekroju poprzecznego piór resoru składającego się z 7 piór o długości obliczeniowej (najdłuższego pióra) $l_o = 420$ mm (rys. 7.13g) i obciążonego siłą $F = 4$ kN. Wymagana strzałka ugięcia $f_{max} = 70$ mm. Resor będzie wykonany ze stali 50 HG.

Rozwiązanie

Charakter pracy resorów powoduje, że obciążenie należy traktować jako zbliżone do oderzowo tętniącego. Z tablicy 7.1 przyjmujemy zatem $k_{gj} = 550$ MPa oraz dla stali: $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa.

Na podstawie zależności 7.22 ustalamy

$$\frac{b_1}{b_o} = \frac{1}{n} = \frac{1}{7} \approx 0,143$$

Z tablicy 7.3 przyjmujemy $K = 1,36$ i obliczamy grubość pióra

$$h \leq \frac{2l^2 \cdot k_{gj} \cdot K}{3f \cdot E} = \frac{2 \cdot 420^2 \cdot 550 \cdot 1,36}{3 \cdot 70 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \approx 5,98 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $h = 6$ mm i obliczamy szerokość pióra

$$b_o \geq \frac{6F \cdot l_o}{h^2 \cdot k_{gj}} = \frac{6 \cdot 4000 \cdot 420}{6^2 \cdot 550} \approx 509 \text{ mm}$$

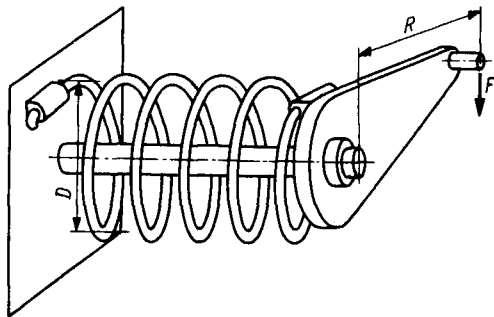
$$b_1 \geq \frac{b_o}{n} = \frac{509}{7} \approx 72,7 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $b_1 = 75$ mm.

7.6. Inne rodzaje sprężyn

Omawiane dotychczas sprężyny należą do najczęściej spotykanych w konstrukcjach maszyn. Spośród innych rodzajów sprężyn wymienić należy sprężyny skrętowe, spiralne, krążkowe (talerzowe), pierścieniowe oraz sprężyste pierścienie osadze (Seegera).

Sprężyny śrubowe skrętowe (rys. 7.14) mają jeden koniec osadzony w części nieruchomej, drugi zaś — przez powiązanie z częścią ruchomą — obciążony momentem skręcającym $M_s = F \cdot R$. Pod wpływem obciążenia sprężyna powinna być skręcana, a nie rozkręcana, przy czym minimalny luz między zwojami sprężyny nie obciążonej powinien wynosić minimum 0,5 mm,

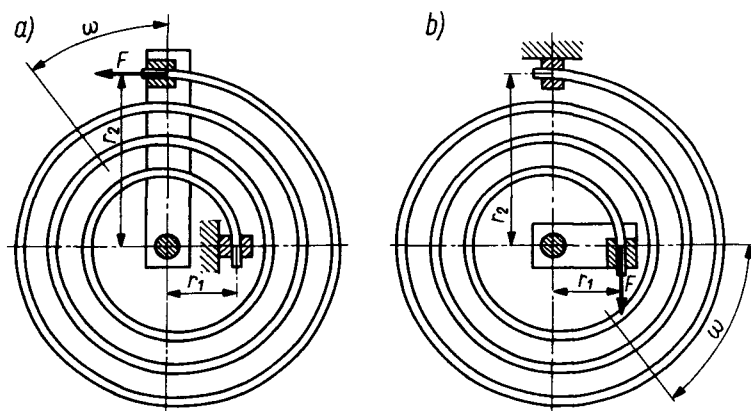


Rys. 7.14. Sprężyna skrętowa [3]

aby uniknąć ocierania się zwojów. W sprężynach skrętowych dominują naprężenia zginające, dlatego są one obliczane na zginanie. Stosuje się je

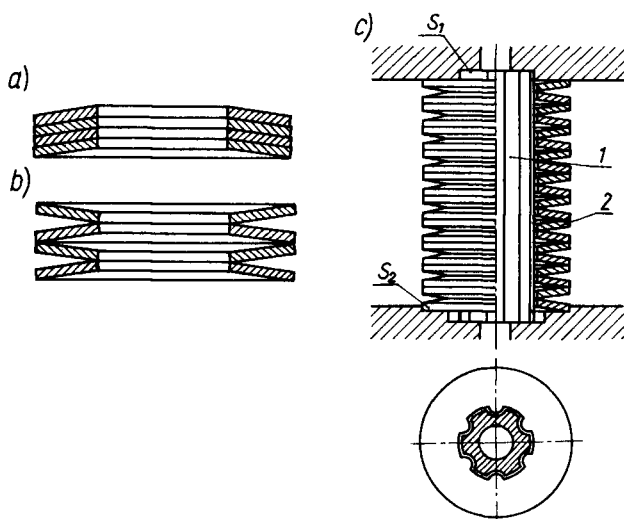
przeważnie jako sprężyny napędowe lub dociskowe przy wymaganym niezbyt dużym kącie skreću części ruchomej.

Sprężyny spiralne (rys. 7.15) są wykonywane z cienkiej taśmy stalowej oraz obciążane momentem skręcającym, wywołującym w taśmie naprężenia zginające. W zależności do długości taśmy można osiągać różne kąty skreću ω dochodzące do kilkudziesięciu obrotów — a tym samym uzyskiwać akumulowanie dość dużej energii. Sprężyny spiralne stosuje się najczęściej jako sprężyny napędowe, m.in. w mechanice precyzyjnej: w zegarkach, przyrządach, a także w zabawkach mechanicznych.



Rys. 7.15. Sprężyna spiralna [3]

Sprężyny krążkowe (talerzowe). Krążek ma kształt stożka ściętego z otworem w środku (rys. 7.1g), wytłoczonego z blachy stalowej krzemowej lub chromowo-wanadowej. Sprężynę krążkową może stanowić jeden krążek lub

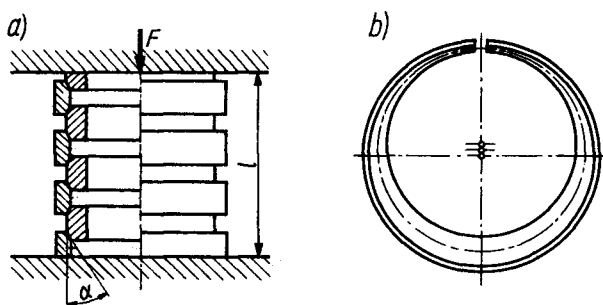


Rys. 7.16 Sprężyny talerzowe (wielokrążkowe)

1 — sworzeń środkujący, 2 — krążki, S_1 , S_2 — miejsca środkowania — sworznia (S_1) i krążków (S_2) [3, 23]

ich zestaw (rys. 7.16a), stosowany w celu zwiększenia obciążalności i sztywności sprężyny. W celu zmniejszenia sztywności sprężyny stosuje się układ z rys. 7.16b. Dla zapewnienia środkowania krążków stosuje się różne rozwiązania konstrukcyjne. Na rys. 7.16c przedstawiono środkowanie za pomocą sworznia 1, wykonanego z materiału o dużej podatności (gumy, tworzywa sztucznego), uginającego się pod obciążeniem razem z krążkami 2. Sprężyny krążkowe mogą przenosić duże obciążenia przy niewielkich wymiarach oraz dużej sztywności sprężyny. Stosowane są np. jako zderzaki, resory lub sprężyny dociskowe w różnych przyrządach.

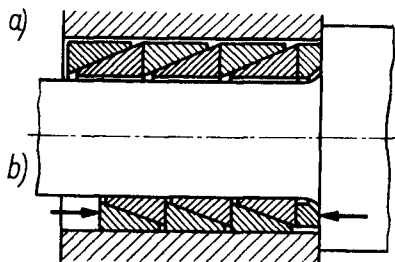
Sprężyny pierścieniowe (rys. 7.17a) składają się z pierścieni wewnętrznych (ściskanych) i zewnętrznych (rozciąganych) o stożkowych szlifowanych powierzchniach styku. Sprężyny tego rodzaju są bardzo sztywne i mogą przenosić bardzo duże obciążenia przy niewielkich odkształceniach.



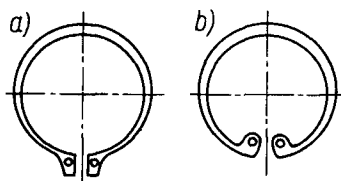
Rys. 7.17. Sprężyna wielopierścieniowa (a), pierścień zewnętrzny przecięty (b) [16, 18]

Dla uniknięcia zakleszczenia się pierścieni wskutek samohamowności przyjmuje się kąt stożka $\alpha = 14^\circ$ (większy od kąta tarcia $\rho = 6 \div 9^\circ$). W celu zwiększenia podatności sprężyny stosuje się czasami pierścienie zewnętrzne (rys. 7.17b) lub wewnętrzne przecięte, przy czym mogą one mieć zmienną grubość dla uzyskania równomiernych nacisków na powierzchniach styku pierścieni.

Sprężyny pierścieniowe charakteryzują się dużą pętlą histerezy, ponieważ duże tarcie na powierzchniach styku pierścieni powoduje rozpraszanie energii. Stosuje się je najczęściej jako sprężyny w zderzakach. Sprężyny te mogą



Rys. 7.18. Połączenie płyty z wałem za pomocą sprężyny pierścieniowej: a) przed połączeniem, b) po zmontowaniu [23]



Rys. 7.19. Sprężyste pierścienie osadcze: a) zewnętrzny, b) wewnętrzny [wg PN]

być stosowane również do mocowania piasty koła na czopie wału (rys. 7.18). Rozwiązanie to ma wiele zalet, do których m.in. należą: a) uniknięcie osłabienia wału i piasty przez rowek wpustowy — a tym samym znaczne zwiększenie wytrzymałości zmęczeniowej obu elementów, b) dokładne środkowanie, c) możliwość stosowania mniej dokładnych pasowań, d) łatwiejszy montaż i demontaż.

Sprężyste pierścienie osadczcze (Seegera), pokazane na rys. 7.19, służą do zabezpieczenia przed przesunięciami wzdłużnymi sworzni, wałków i różnych elementów (łożysk, kół zębatach itd.) osadzonych na czopach wałków. Sprężystość pierścieni wykorzystuje się do celów montażowych, tj. do ułatwienia osadzania ich w kanałkach wałków lub otworów w korpusach. Rozróżnia się pierścienie zewnętrzne i wewnętrzne; są one objęte normą PN-81/M-85111.

7.7. Łączniki gumowe

Właściwości gumy. Podstawowym materiałem na elementy o dużej podatności jest guma. Do wyrobu elementów podatnych stosuje się gumę naturalną (kauczuk z dodatkami) lub syntetyczną (buna, neopren itp.). Rozróżnia się gumę miękką (o twardości ok. 30° Shore'a) oraz twardą (ok. 90° Shore'a). Elementy podatne, stosowane w budowie maszyn, wykonuje się zwykle z gumy o twardości 30 ÷ 70° Shore'a. Własności mechaniczne gumy ujęte są w normie PN-ISO 1382:1998.

Do zalet gumy, decydujących o jej zastosowaniu w różnych elementach maszyn i urządzeń, zalicza się m.in.:

- dużą zdolność kumulowania energii;
- dużą podatność (moduły sprężystości poprzecznej G i wzdłużnej E są wiele tysięcy razy mniejsze niż dla stali);
- mały ciężar właściwy (małą gęstość);
- dużą zdolność tłumienia drgań;
- dużą odporność na działanie kwasów i zasad;
- łatwość łączenia z metalem przez zawulkanizowanie.

Wadami gumy są (m.in.):

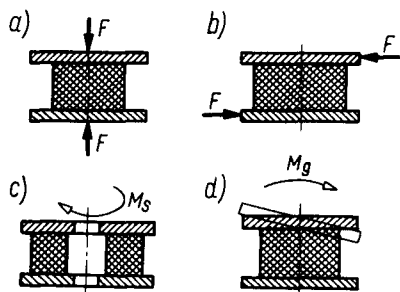
- mała wytrzymałość i wynikające stąd niewielkie naprężenia dopuszczalne (setki razy mniejsze, niż stali sprężynowych);
- duża liczba Poissona ($\nu \approx 0,5$) świadcząca o nieściśliwości gumy (dla użyskania podatności należy zapewnić elementom gumowym swobodę odkształceń);
- przechodzenie odkształceń sprężystych w odkształcenia trwałe, co przy długotrwałym obciążeniu powoduje utratę własności sprężystych gumy;
- ograniczony zakres temperatury pracy między -30°C a $+60^{\circ}\text{C}$ (z możliwością krótkotrwałej pracy w temperaturze do -65°C lub do $+100^{\circ}\text{C}$);

- starzenie się gumy, połączone z utratą własności sprężystych (nawet bez obciążenia);
- mała odporność niektórych gatunków gumy na oleje i benzynę.

Odkształcalność gumy zależy również od charakteru obciążenia. Przy ścisnaniu odkształcenia nie powinny przekraczać 50% wymiarów początkowych, natomiast przy rozciąganiu mogą one dochodzić do 100%; odkształcenia postaciowe mogą dochodzić do ok. 45%.

Łączniki gumowe. Do powiązania gumy ze współpracującymi elementami metalowymi stosuje się łączenie mechaniczne, klejenie na zimno lub wulkanizowanie. Kształt łączników gumowych przyjmuje się w zależności od ich przeznaczenia oraz rodzaju i wielkości obciążenia itp.

Zależnie od rodzaju obciążenia łączniki mogą być ściskane (rys. 7.20a), ścinane (rys. b), skręcane (rys. c) lub rzadziej — zginane (rys. d). Łączniki ściskane odznaczają się największą obciążalnością i najmniejszą odkształcalnością, natomiast łączniki ścinane i skręcane — największą odkształcalnością, ale mniejszą obciążalnością. Łączniki gumowe zginane i rozciągane stosuje się bardzo rzadko, gdyż guma w stanie rozciągniętym ma skłonność do pękania, zwłaszcza w miejscu połączenia z metalem.

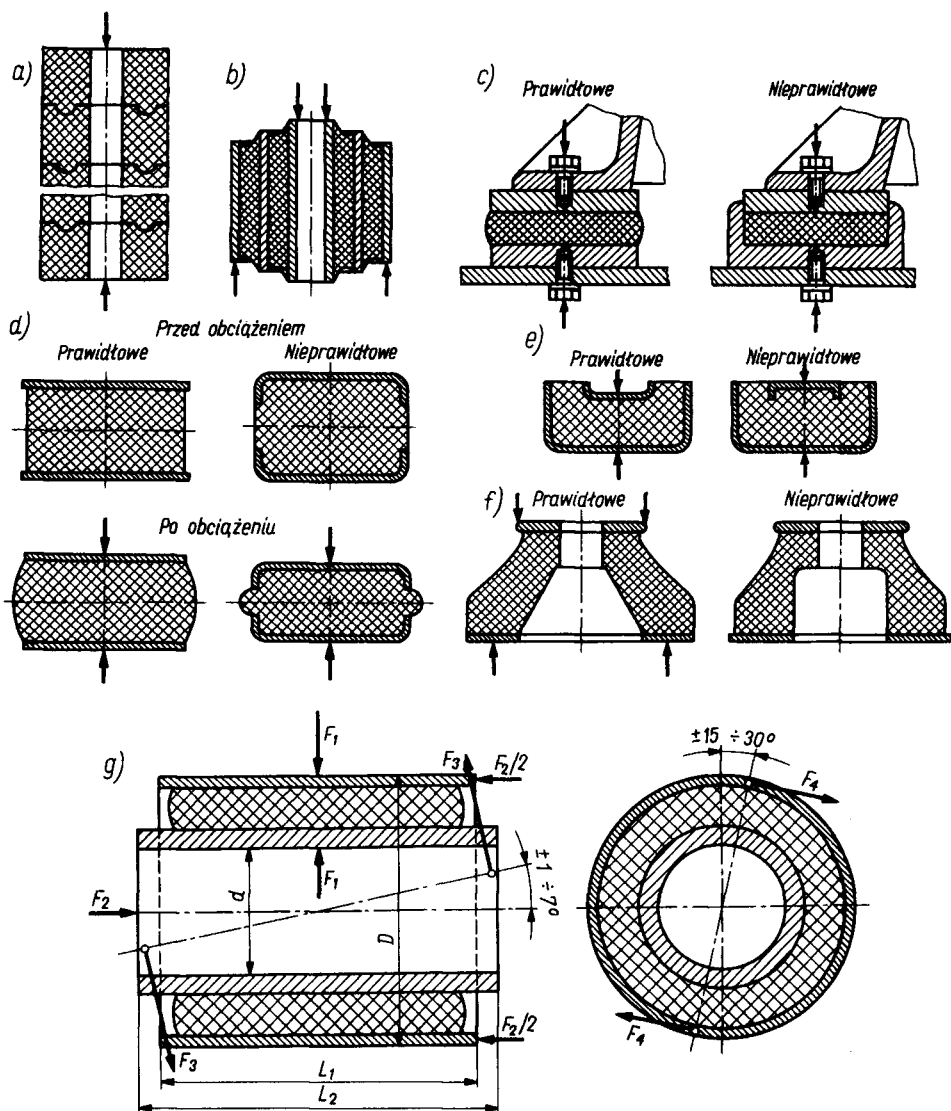


Rys. 7.20. Rodzaje obciążeń łączników gumowych: a) ściskanie, b) ścinanie, c) skręcanie, d) zginanie [23]

Obciążalność maleje ze wzrostem grubości gumy, gdy zatem ze względu na wielkość niezbędnego odkształcenia jest wymagana gruba warstwa, stosuje się przekładki metalowe (rys. 7.21a, b). Przy konstruowaniu łączników należy również:

- zapewnić możliwość swobodnego odkształcania gumy w kierunku prostopadłym do działania siły (rys. 7.21c, d),
- unikać występow metalowych od strony gumy (rys. 7.21e) ze względu na działanie karbu,
- stosować elementy gumowe o możliwie jednakowej grubości (rys. 7.21f) ze względu na możliwość uszkodzenia gumy w najcieńszych miejscach.

Łączniki gumowe są stosowane w resorach, zderzakach, amortyzatorach, przy fundamentowaniu maszyn, jako uszczelki itp. Szczególnym przykładem jest przegub gumowy (tzw. silentblok), umożliwiający przenoszenie różnego rodzaju obciążeń (rys. 7.21g).



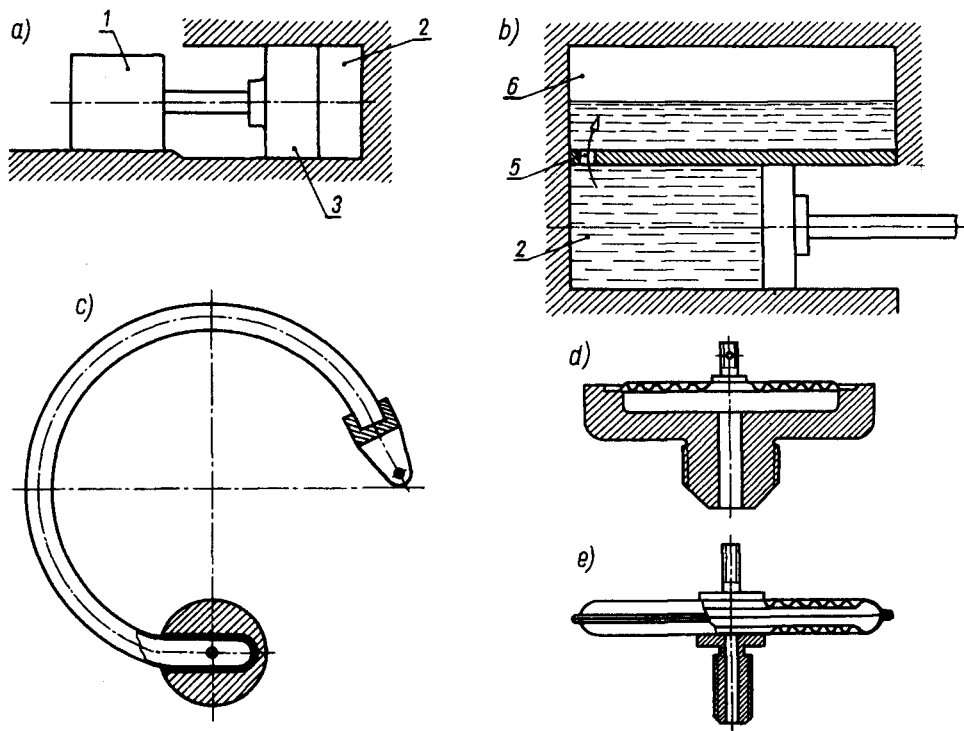
Rys. 7.21. Przykłady łączników gumowych [wg 3, 18, 23]

7.8. Układy pneumatyczne i hydrauliczne

Układy pneumatyczne i hydrauliczne są stosowane w celu amortyzowania uderzeń i tłumienia drgań oraz w przyrządach pomiarowych i urządzeniach automatyki przemysłowej.

Schemat amortyzatora powietrznego podano na rys. 7.22a. W cylindrze 2 porusza się tłok 3 połączony z elementem roboczym 1. Przy nagłych

przesunięciach elementu roboczego w prawo powietrze w cylindrze zostaje sprężone, przejmując uderzenia i tłumiąc drgania; w następnej fazie sprężone powietrze naciska tłok, powodując powrót elementu 1 do położenia pierwotnego. Podobnie jest, gdy element roboczy wykonuje ruch postępowo-zwrotny. Wówczas sprężone powietrze wytwarza siłę napędową, wykorzystywaną przy ruchu powrotnym. Charakter pracy tego amortyzatora odpowiada elementom „miękkim”, co jest związane z dużą ściśliwością gazu.



Rys. 7.22. Układy pneumatyczne i hydrauliczne: a) amortyzator pneumatyczny, b) hydrauliczno-pneumatyczny; c) rurka Bourdona; d) membrana pojedyncza; e) puszka membranowa [2,14]

W **amortyzatorach hydraulicznych** czynnikiem roboczym jest ciecz. Ze względu na znikomą ściśliwość cieczy działanie tych amortyzatorów odpowiada elementom „twardym” — dlatego stosuje się je tylko przy silnych uderzeniach. Sprężynujący czynnik hydrauliczny jest poddawany wysokim ciśnieniom, co powoduje poważne trudności konstrukcyjne związane z uszczelnieniem amortyzatora. Korzystniejsze są **amortyzatory hydrauliczno-pneumatyczne** (rys. 7.22b), które łagodzą uderzenia oraz umożliwiają tłumienie drgań. Pod wpływem uderzeń działających na tłok ciecz z cylindra 2 przepływa przez otworki 5 do cylindra 6, powodując sprężenie znajdującego się w nim powietrza. Zmniejszanie objętości cieczy w cylindrze powoduje tłumienie drgań.

Odrębną grupę stanowią sprężynujące elementy pneumatyczne lub

hydrauliczne, stosowane w przyrządach pomiarowych, w których wielkość odkształceń sprężystych zależy od różnicy ciśnień panujących z obu stron elementu. Zalicza się do nich rurki Bourdona, membrany i puszki membranowe.

Rurki Bourdona (rys. 7.22c) są stosowane do pomiaru nadciśnienia powyżej 0,05 MPa. Początek rurki (otwarty) jest zamocowany w korpusie przyrządu i połączony z obwodem, w którym znajduje się mierzony czynnik (gaz, ciecz). Swobodny koniec rurki (zamknięty) jest połączony ze wskazówką przyrządu pomiarowego. Zmiana ciśnienia czynnika w obwodzie powoduje odkształcenia sprężyste rurki i zmianę położenia wskazówki przyrządu.

Membrana jest płaską lub sfalowaną płytką okrągłą, zamocowaną na obrzeżu do korpusu (rys. 7.22d). Miejscem największego ugięcia membrany jest jej środek, połączony z mechanizmem (wskazówką) przyrządu pomiarowego. Dwie membrany połączone na obwodzie (przez lutowanie lub zgrzewanie) tworzą **puszkę membranową** (rys. 7.22e), której ugięcie jest sumą ugięć obu membran. Dla uzyskania większego ugięcia kilka puszek można łączyć w zespół.

Membrany pojedyncze wykorzystuje się również jako elementy uszczelniające (przepony).

8. Połączenia rurowe i zawory

8.1. Rurociągi

Rurociągami nazywa się urządzenia służące do transportu na duże odległości materiałów ciekłych, gazowych, ciał sypkich lub ich mieszanin. Zależnie od przeznaczenia rozróżnia się rurociągi wodociągowe, kanalizacyjne, gazowe, naftowe itd. Odrębną grupę rurociągów stanowią np. układy obiegu oleju w turbinach, silnikach samochodowych, obrabiarkach, układy hydrauliczne lub pneumatyczne stosowane w napędach, układy pneumatyczne służące do mocowania przedmiotów w uchwytach obrabiarek itp.

Elementami składowymi rurociągu są: rury i ich połączenia, kształtki, (króćce, łuki, kolanka), rozgałęźniki rurowe, uszczelnienia, zbiorniki, pompy, filtry oraz tzw. armatura (m.in. zawory i przyrządy kontrolno-pomiarowe). Ponadto w zależności od rodzaju rurociągu w jego skład mogą wchodzić wydłużalniki do przejmowania odkształceń cieplnych, otuliny ciepłochronne, podpory, zawieszenia itp.

W dalszej części rozdziału zostaną omówione tylko niektóre elementy rurociągów oraz ogólne zasady ich projektowania.

8.2. Przewody rurowe

Materiały stosowane na rury. Rury wykonuje się ze stali, staliwa lub żeliwa, z metali nieżelaznych (miedzi, aluminium, ołowiu itp.) i ich stopów (np. mosiądzu) oraz z materiałów niemetalicznych (kamionki, betonu, topionego bazaltu, szkła, tworzyw sztucznych i in.). Materiał dobiera się w zależności od rodzaju i własności przewodzonego czynnika oraz jego parametrów (ciśnienia i temperatury); uwzględnia się również wymagania technologiczne, wytrzymałościowe oraz względy ekonomiczne. Najczęściej stosuje się rury stalowe bez szwu, przewodzące czynnik o ciśnieniu p_n do 64 MPa i temperaturze do ok. 450°C, stalowe zgrzewane szwem wzdłużnym (p_n do 5 MPa), staliwne (p_n do 64 MPa, t do 500°C) oraz żeliwne (p_n do 2,5 MPa, t do 300 ÷ 400°C). Bardziej szczegółowy zakres temperatury i ciśnienia nominalne dla podstawowych materiałów na rury są ujęte w normie PN-89/H-02650.

Zasady doboru i obliczania rur. Rury i inne części rurociągów (kształtki, rozgałęźniki itd.) są elementami znormalizowanymi; ich dobór jest oparty na średnicy nominalnej D_n , odpowiadającej w zasadzie średnicy wewnętrz-

nej rury. Według PN-EN ISO 6708:1998 wartości uprzywilejowanych średnic nominalnych D_n wynoszą: 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000, 2400, 3000, 3400 i 4000 mm. Ewentualne różnice wymiarowe w stosunku do podanych średnic są spowodowane tym, że rury (zwłaszcza grubościennne) są produkowane o jednakowych średnicach zewnętrznych przy różnych grubościach ścianek, a także tym, że niektóre warstwy ochronne (np. smoła, asfalt, tworzywa sztuczne) zmniejszają średnicę wewnętrzną (prześwit rury). Wymiary rur stalowych są ujęte w normach PN-98/H-74200 ÷ PN-75/H-74253 (w tym rury ogólnego zastosowania: PN-80/H-74219).

Stosuje się następujące określenia:

- p_n — ciśnienie nominalne, przyjmowane jako nadciśnienie przewodzonego czynnika względem otoczenia; ciśnienie nominalne jest wprowadzone w celu ułatwienia obliczeń i zmniejszenia asortymentu produkowanych elementów;
- p_r — ciśnienie robocze, stanowiące $(0,5 \div 1) p_n$; przy przewodzeniu cieczy i gazów bezpiecznych dla otoczenia o temperaturze poniżej 120°C — $p_r = p_n$, przy wyższych temperaturach czynnika lub przy czynniku o właściwościach korodujących, żrących lub trujących — odpowiednio mniej (przeliczenie wartości p_r na ciśnienie nominalne p_n — w zależności od temperatury czynnika i materiału rury — podano w normie PN-89/H-02650);
- p_{pr} — ciśnienie próbne, stosowane w próbie wodnej na szczelność przewodów; przy ciśnieniach nominalnych $0,25 \div 20$ MPa — $p_{pr} = 1,5 p_n$, przy wyższych zaś — nieco mniej (przy $p_n = 64$ MPa — $p_{pr} \approx 1,25 p_n$).

Średnicę wewnętrzną rury ($\sim D$) ustala się w zależności od strumienia objętości (objętościowego natężenia przepływu) Q , tj. objętości czynnika przepływającego w jednostce czasu, oraz od średniej prędkości przepływu v

$$S = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} = \frac{Q}{v} \quad (8.1)$$

gdzie D_n w m, S w m^2 , Q w m^3/s , v w m/s.

Strumień objętości Q przyjmuje się zwykle jako wartość stałą, wynikającą z wymagań określanych dla danego rurociągu. Prędkość przepływu ustala się na podstawie zaleceń, podanych m.in. w normie PN-76/M-34034. Przeciętnie przyjmuje się $v = 0,5 \div 5$ m/s dla wody, $1 \div 2$ m/s dla oleju, $2 \div 25$ m/s dla powietrza i gazu oraz $10 \div 60$ m/s dla pary wodnej przegrzanej. Należy zwrócić przy tym uwagę, że przy stosowaniu większych prędkości przepływu można stosować rury o zmniejszonej średnicy. Jest to korzystne ze względu na mniejsze zużycie materiału i niższe koszty instalacji, ale jednocześnie powoduje zwiększenie oporów hydraulicznych i straty energii, proporcjonalne do kwadratu prędkości. Konieczny jest zatem dobór optymalnej wartości prędkości przepływu.

Grubość ścianki rury oblicza się z wzoru

$$g = \frac{p_n \cdot D_n}{2k_r \cdot z} + c \quad (8.2)$$

w którym:

z — współczynnik osłabienia; dla rur stalowych bez szwu i rur lanych $z = 1$, dla rur zgrzewanych i spawanych $z = 0,5 \div 0,9$;

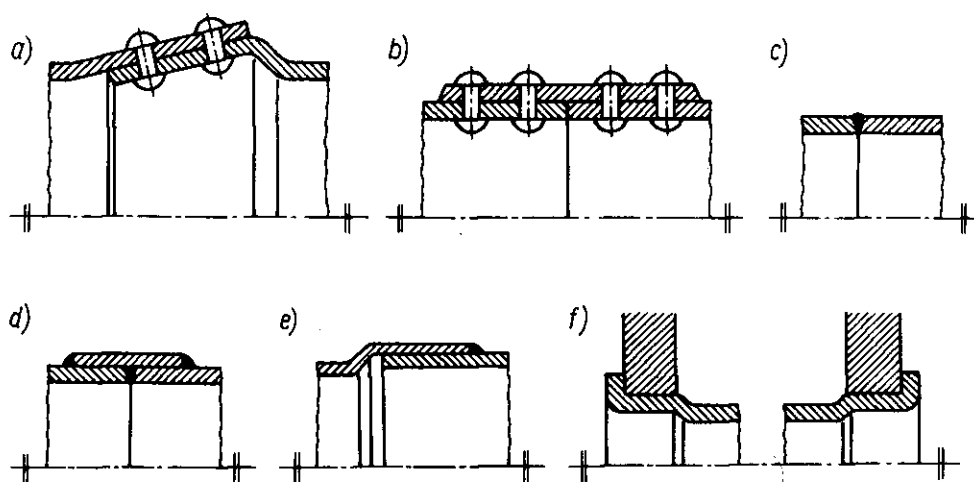
c — naddatek uwzględniający ubytek grubości ścianek pod wpływem korozji, uszkodzenia mechaniczne itp.; dla rur stalowych $c \approx 1$ mm; dla rur lanych $c = 3 \div 5$ mm.

Po obliczeniu średnicy rury D_n i grubości jej ścianki g dobiera się odpowiednią rurę z normy.

8.3. Połączenia rurowe

W zależności od metody łączenia rur rozróżnia się połączenia **nierozłączne**: nitowe, spawane, zgrzewane, lutowane, klejone, rozłączane oraz połączenia **rozłączne**: kielichowe, gwintowe i kołnierzowe. Dla utrzymania jednakowej średnicy przewodu rurowego rury łączy się stykowo (czołowo) lub też koniec jednej z nich rozwalcowuje się, otrzymując odpowiednio większą średnicę.

Nitowanie (rys. 8.1a, b) stosuje się rzadko i tylko do rur o średnicach powyżej 800 mm, gdy jest możliwy dostęp do łbów nitów od wewnątrz. Rury stalowe są przeważnie **spawane** czołowo (rys. 8.1c). Stosując nakładkę w postaci tulei spawa się najpierw same rury, a następnie nakładkę z rurami (rys. 8.1d), co zwiększa wytrzymałość połączenia. Zgrzewania rur stalowych w zasadzie nie



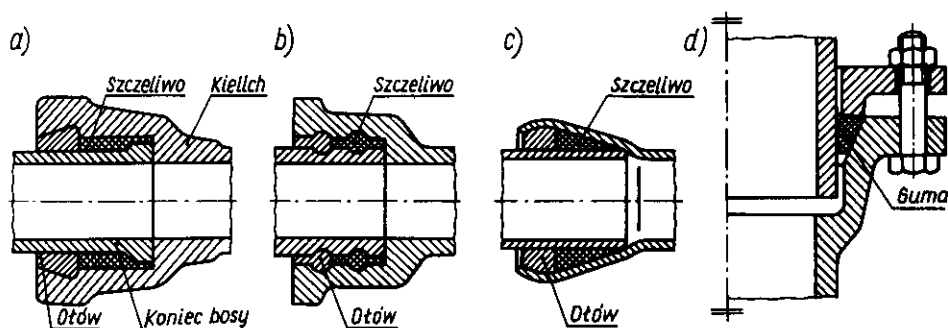
Rys. 8.1. Połączenia rurowe nierozłączne: a, b) nitowe, c, d, e) spawane, f) rozłączane [14]

stosuje się, ponieważ przy mniejszych średnicach rur usuwanie sopli z nadtopionego metalu wewnątrz rury jest prawie niemożliwe, natomiast przy dużych średnicach spawanie jest technologią tańszą. **Klejenie** jest stosowane przeważnie do łączenia rur z tworzyw sztucznych.

Połączenie **roztlaczane** powstaje w wyniku rozwalcowania na zimno końcówki rury przy montażu (rys. 8.1f) i jest stosowane m.in. w segmentach rurek kotłowych (płomieniówek) lub do łączenia rur rozwalcowanych przed montażem na odpowiedni wymiar (np. rys. 8.1e).

Połączenia rozłączne są stosowane do łączenia rur między sobą oraz z innymi elementami rurociągu (kształtkami, armaturą, zbiornikami). Połączenia te wymagają z reguły stosowania uszczelek.

Połączenia **kielichowe** stosuje się przeważnie do łączenia rur żeliwnych i kamionkowych, używanych w rurociągach wodnych przy ciśnieniu czynnika ok. 0,2 MPa (max. do 1 MPa) oraz czasami do rur stalowych (rys. 8.2). Połączenie powstaje przez wsunięcie gładkiej rury do rozszerzonego końca drugiej rury, zwanego kielichem; do kielicha wkłada się szczeliwo (np. snzur konopny smołowany) i zalewa ołowiem, smołą lub cementem. W razie potrzeby stosuje się połączenia **podatne** (rys. 8.2d), uszczelniane gumowymi pierścieniami.



Rys. 8.2. Połączenia kielichowe rur: a) żeliwnych, b) kamionkowych, c) stalowych; d) połączenie podatne [16, 18]

Połączenia kielichowe powinny być mocowane w taki sposób, aby nie przenosiły sił wzdłużnych i poprzecznych.

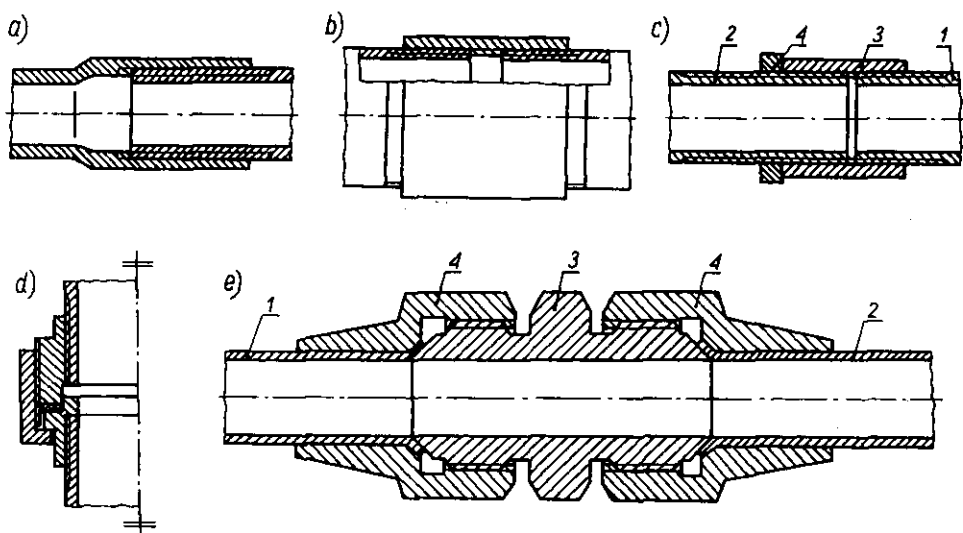
Połączenia **gwintowe** stosuje się do łączenia rur o małych średnicach (do $D_n = 80$ mm), przewodzących czynniki pod ciśnieniem p_n do 4 MPa. Istnieje wiele różnych rozwiązań tych połączeń, z których kilka podano na rys. 8.3.

Najprostszym rozwiązaniem jest skręcenie nagwintowanych rur (rys. 8.3a), z których jedna jest rozwalcowana. Do łączenia rur o jednakowej średnicy stosuje się również różne złączki. Połączenie jednozłączkowe (rys. 8.3b) jest proste i tanie; jego wadą jest konieczność przesuwania wzdłużnego i obracania rury przy montażu i demontażu. Lepszym rozwiązaniem jest nacięcie długiego gwintu na jednej z rur (2 na rys. 8.3c). Montaż i demontaż

połączenia przeprowadza się wówczas przy nieruchomych rurach, przesuwając złączkę (nakrętkę) 3 z rury 2 na rurę 1. Nakrętka 4 zabezpiecza przed zmianą położenia złączki 3 np. pod wpływem drgań.

Równie korzystne warunki montażu i demontażu zapewnia połączenie dwuzłączkowe (rys. 8.3d).

Uszczelnienie połączeń gwintowych wykonuje się przez owinięcie gwintu nićmi konopnymi lub lnianymi, smarowanymi minią z pokostem lub szybko schnącym lakierem nitrocelulozowym; stosuje się również płaskie uszczelki pierścieniowe na powierzchniach oporowych, np. w połączeniach dwuzłączkowych (rys. 8.3d).

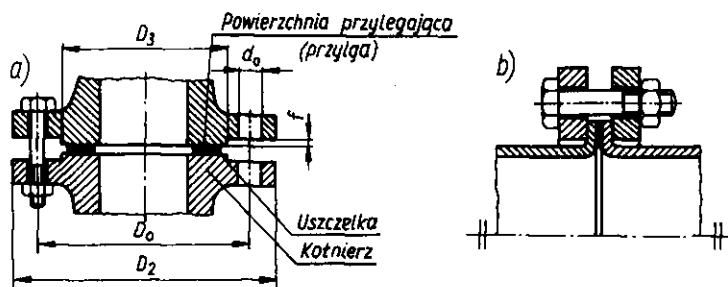


Rys. 8.3. Połączenia gwintowe rur: a) skręcane, b) jednozłączkowe, c) jednozłączkowe z długim gwintem, d) dwuzłączkowe skrętkowe, e) skrętkowe przelotowe bez uszczelki [3,4]

Połączenia skrętkowe (rys. 8.3e) służą do łączenia rur o niedużych średnicach i cienkich ściankach. Rozwalcowane stożkowo końcówki rur 1 i 2 są dociskane nakrętkami 4 do skrętki gwintowanej 3. Przy dokładnym wykonaniu powierzchni stożkowych połączenie to zapewnia dostateczną szczelność; w innych rozwiązaniach stosuje się dodatkowo pierścienie uszczelniające. Połączenia skrętkowe są używane w smarowniczych przewodach olejowych, w instalacjach hydraulicznych i pneumatycznych, w automatyce przemysłowej itp.

Łączniki rurowe gwintowe oraz ich elementy (korpusy złączek, nakrętki itp.) są objęte normami od PN-65/M-73109 do PN-66/M-73149.

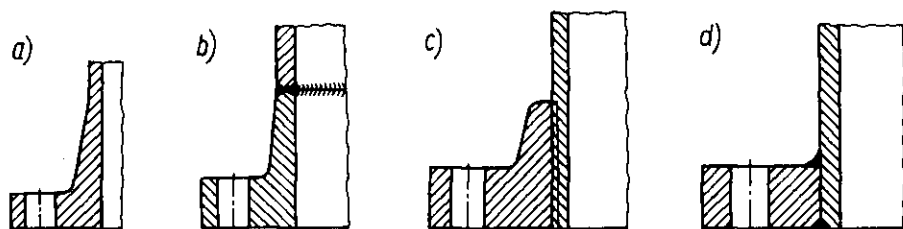
Połączenia kołnierzowe (rys. 8.4) mogą być stosowane w bardzo szerokim zakresie, tzn. do przewodzenia wszelkich czynników o różnym ciśnieniu i temperaturze. Wadą ich jest zwiększony ciężar i większe wymiary połączenia, dlatego w praktyce stosuje się je przy łączeniu przewodów o większych



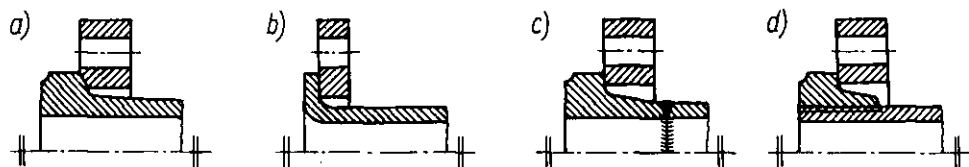
Rys. 8.4. Połączenia kołnierzone: a) z kołnierzem stałym, b) z kołnierzem luźnym [16]

średnicach w rurociągach naziemnych i w przypadkach, gdy zastosowanie innych sposobów łączenia jest utrudnione.

Stosuje się połączenia z kołnierzami stałymi (rys. 8.4a) i luźnymi (rys. 8.4b). Kołnierze stałe mogą być przyspawane do rury, zgrzane, przylutowane, przynitowane, nakręcone na gwint lub — w przypadku rur lanych — wykonane razem z rurą. W przypadku zastosowania pierścieni luźnych rury są zakończone wieńcem utworzonym przez wywinięte brzozy rur lub przez pierścienie przyspawane do rur, nakręcone na gwint itd. Na rysunku 8.5 podano przykłady kołnierzy stałych, a na rys. 8.6 — kołnierzy luźnych.



Rys. 8.5. Rodzaje kołnierzy stałych [14, 16]

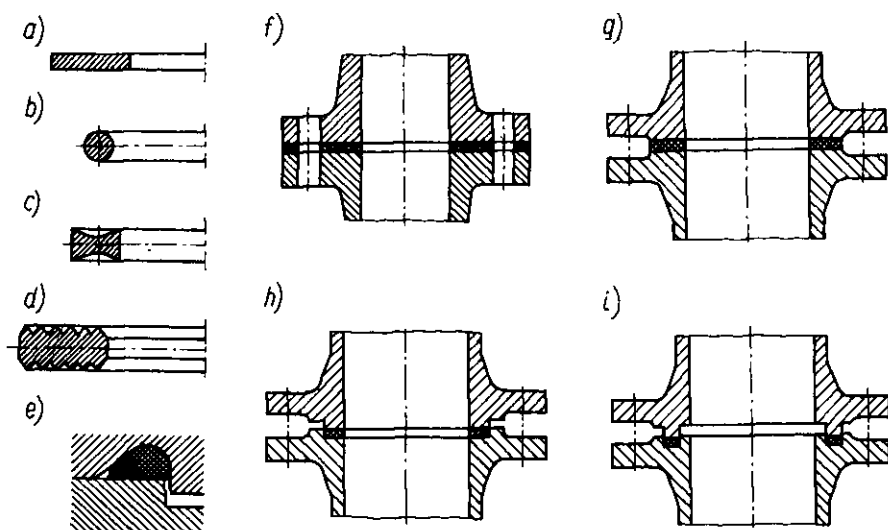


Rys. 8.6. Rodzaje kołnierzy luźnych [4]

Kołnierze są elementami znormalizowanymi (PN-ISO 7005-1:1996). Zestawienie typów i wielkości kołnierzy jest również zawarte w tej normie łącznie z wymiarami przyłączeniowymi kołnierzy; w normie tej są podane m.in. wymiary

średnic kołnierzy oraz liczba i wymiary śrub. Liczba śrub jest wielokrotnością liczby 4 (4, 8, 12, 16, 20).

Uszczelnianie połączeń kołnierzowych. Najczęściej stosuje się uszczelki płaskie (rys. 8.7a) grubości do 6 mm, wykonane z miękkich metali lub materiałów niemetalowych: tektury, gumy, skóry, tworzyw sztucznych, masy tekstolitowej wzmocnionej siatką miedzianą i wielu innych. Wybór materiału uszczelki zależy od rodzaju czynnika przewodzonego oraz jego ciśnienia i temperatury. Podstawowe rodzaje uszczelki są podane w normach PN-86/H-74374 ÷ PN-67/H-74449. W przypadku stosowania uszczelki o różnych przekrojach (rys. 8.7b ÷ e) w kołnierzach wykonuje się odpowiednie kanałki (rowki) — rys. 8.7e.



Rys. 8.7. Rodzaje uszczelki i uszczelnień: a) uszczelka płaska; b, c, d, e) uszczelki z materiałów miękkich; f, g) uszczelnienie otwarte, h) półzamknięte, i) zamknięte [3, 16]

Stosując uszczelki płaskie, otrzymuje się uszczelnienie otwarte, półzamknięte lub zamknięte. Uszczelnienie otwarte z uszczelką szeroką (rys. 8.7f) stosuje się przy ciśnieniach $p_n \leq 1,6$ MPa, zaś z uszczelką wąską (rys. 8.7g) — przy $p_n \leq 4$ MPa. Dla zabezpieczenia przed wyrwaniem uszczelki pod wpływem ciśnienia czynnika stosuje się uszczelnienie półzamknięte (rys. 8.7h) lub zamknięte (rys. 8.7i). Uszczelnienia te mogą być stosowane przy $p_n \leq 10$ MPa, a nawet i wyższych.

Obliczanie połączeń rurowych polega na sprawdzeniu wytrzymałości złącza. W połączeniach znormalizowanych, stosowanych wg zaleceń podanych w normach (np. w połączeniach kielichowych, gwintowych, kołnierzowych), obliczanie wytrzymałości elementów złącza nie jest wymagane. Połączenia rurowe nitowe, spawane itp. oblicza się według ogólnych zasad dotyczących danego złącza. Wartość siły osiowej Q , pochodzącej od parcia czynnika w kierunku osiowym i działającej na złącze, ustala się z zależności

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot p_n \quad (8.3)$$

w której: D_n — średnica wewnętrzna rury.

Obliczanie uszczeltek stosowanych w połączeniach kołnierzowych skręcanych śrubami polega na wyznaczeniu siły Q_u , niezbędnej do zaciśnięcia uszczelki i zapewniającej szczelność podczas pracy połączenia

$$Q_u = \frac{\pi}{4} (D_z^2 - D_w^2) \cdot k_o \quad (8.4)$$

gdzie:

k_o — wymagany nacisk powierzchniowy przy montażu połączenia (tabl. 8.1),

D_z, D_w — średnice uszczelki (zewnątrzna i wewnętrzna).

Tablica 8.1

Orientacyjne naciski powierzchniowe na uszczelki

Materiał uszczelki	Nacisk powierzchniowy, wymagany przy montażu k_o w MPa
Guma miękka	3
Guma twarda	5,5
Tektura	10
Tekstolit prasowany lub wzmocniony siatką miedzianą	31,5
Tekstolit w metalowej osłonce falistej	42 ÷ 50
Aluminium	30 ÷ 70
Miedź	45 ÷ 100
Monel lub żelazo armco	125
Stal miękka	76 ÷ 125
Stal nierdzewna	90 ÷ 170
Polichlorek winylu	150

Dla znormalizowanych kołnierzy wymiary uszczelki wynikają z wymiarów kołnierzy. W pozostałych przypadkach przyjmuje się, że szerokość uszczelki wynosi:

$b \geq 0,07 D_n + 0,5$ cm — dla uszczelnień otwartych z uszczelką wąską,

$b \geq 0,05 D_n + 0,4$ cm — dla uszczelnień półzamkniętych,

$b \geq 0,03 D_n + 0,3$ cm — dla uszczelnień zamkniętych.

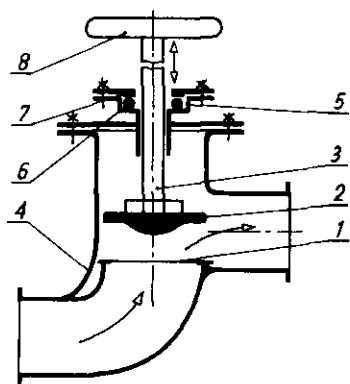
Pod działaniem parcia czynnika zacisk uszczelki maleje. Zgodnie z treścią rozdz. 6.6, w obliczeniach przybliżonych przyjmuje się, że siła zacisku resztkowego (zapewniająca szczelność połączenia) powinna wynosić $Q_r = (0,2 \div 0,3)Q$. Ponieważ siła zaciskająca uszczelkę przy montażu (Q_u) ma pokonać parcie czynnika Q i zapewnić zachowanie zacisku resztkowego Q_r , zatem

$$Q_u = Q + Q_r = (1,2 \div 1,3)Q \quad (8.5)$$

Jeżeli siła Q_u wyznaczona z wzoru 8.4 mieści się w tych granicach, to uszczelka została dobrana prawidłowo. Dla $Q_u < 1,2 Q$ warunek szczelności połączenia podczas pracy nie może być zachowany, dla $Q_u > 1,3 Q$ zaś uszczelka może ulec uszkodzeniu przy montażu.

8.4. Zawory

Charakterystyka zaworów. Zaworem nazywa się zespół elementów służący do zmiany przepływu czynnika (cieczy lub gazu). Zmiana ta może polegać na regulacji lub odcięciu (zamknięciu) przepływu, utrzymaniużądanego ciśnienia przed lub za zaworem, zmianie drogi lub rozgałęzieniu przepływu oraz na przepuszczaniu czynnika tylko w jednym kierunku itp. Istnieje bardzo wiele rozwiązań konstrukcyjnych zaworów, dostosowanych do rodzaju przepływającego czynnika i wymaganej wydajności, ciśnienia itd. Większość zaworów jest znormalizowanych, np. zawory: rurowe, silników spalinowych, aparatów tlenowych, do ciśnieniomierzy, do dętek, odpowietrzające i inne.



Rys. 8.8. Schemat zaworu rurowego

Zasadę budowy i działania zaworu rurowego przedstawiono na rys. 8.8. Głównymi częściami zaworu są: gniazdo 1, tj. przegroda z otworem przepływowym, oraz zawieradło 2, tj. element zamykający gniazdo. Zawieradło i gniazdo są tak ukształtowane, aby zapewniały szczelność zamykania. Gniazdo jest umocowane w kadłubie 4 zaworu (lub stanowi jego część), natomiast zawieradło jest elementem ruchomym, sterowanym przez odpowiedni mechanizm (na rys. 8.8 przesuw zawieradła zapewnia wrzeciono (śruba) 3, obracane np. kółkiem ręcznym 8). Wrzeciono musi być uszczelnione w celu zapobieżenia niepożądanym wypływom czynnika. Jednym z rozwiązań w tym zakresie

jest zastosowanie dławnicy, którą stanowi: komora dławnicowa 5, wypełniona szczeliwem (materiałem uszczelniającym) 6, oraz dławik 7 dociskający szczeliwo.

Zawory powinny spełniać następujące wymagania: niezawodność działania, szczelność przy zamkniętym zaworze, małe opory przepływu oraz łatwe sterowanie.

Zawory mogą być sterowane:

- przymusowo doraźnie (przez obsługującego zawór),
- przymusowo w sposób ciągły (np. przez krzywkę, mimośród, regulator prędkości obrotowej i inne elementy, stanowiące fragment mechanizmów rozrządczych),

- samoczynnie (np. pod wpływem różnicy ciśnień lub temperatury czynnika przed i za zaworem).

Sterowanie przymusowe może odbywać się ręcznie (siłą ręki) lub za pomocą siłownika (serwomotoru) o napędzie elektrycznym, hydraulicznym itd.

Klasyfikacja i zastosowanie zaworów. Najczęściej stosuje się podziały zaworów w zależności od ich przeznaczenia lub w zależności od kształtu i ruchów zawieradła. Do najczęściej stosowanych zaworów należą:

- zawory **regulacyjne**, służące do regulacji ilości przepływającego czynnika, przeprowadzanej przez zmianę przekroju otworu przepływowego; zawory te mogą służyć do dławienia (tzn. obniżenia ciśnienia czynnika), jako zawory przelewowe odprowadzające nadmiar cieczy itp.;
- zawory **zamykające** (zaporowe), przeznaczone do pracy przy skrajnych położeniach zawieradła, zapewniające całkowite otwarcie lub szczelne zamknięcie otworu przepływowego;
- zawory **rozdzielcze** (wielodrogowe), służące do zmiany drogi przepływającego czynnika, stosowane np. w rozgałęzieniach przewodów;
- zawory **bezpieczeństwa**, służące do zabezpieczenia zbiornika lub przewodu przed nadmiernym wzrostem ciśnienia;
- zawory **zwrotne**, służące do zapewnienia przepływu czynnika tylko w jednym kierunku (zamykające się przy zmianie kierunku przepływu).

Zawory bezpieczeństwa i zwrotne są zaworami samoczynnymi.

Konstrukcja zaworu zależy od rodzaju ruchu zawieradła i sposobu zmiany przekroju otworu przepływowego. Rozróżnia się więc:

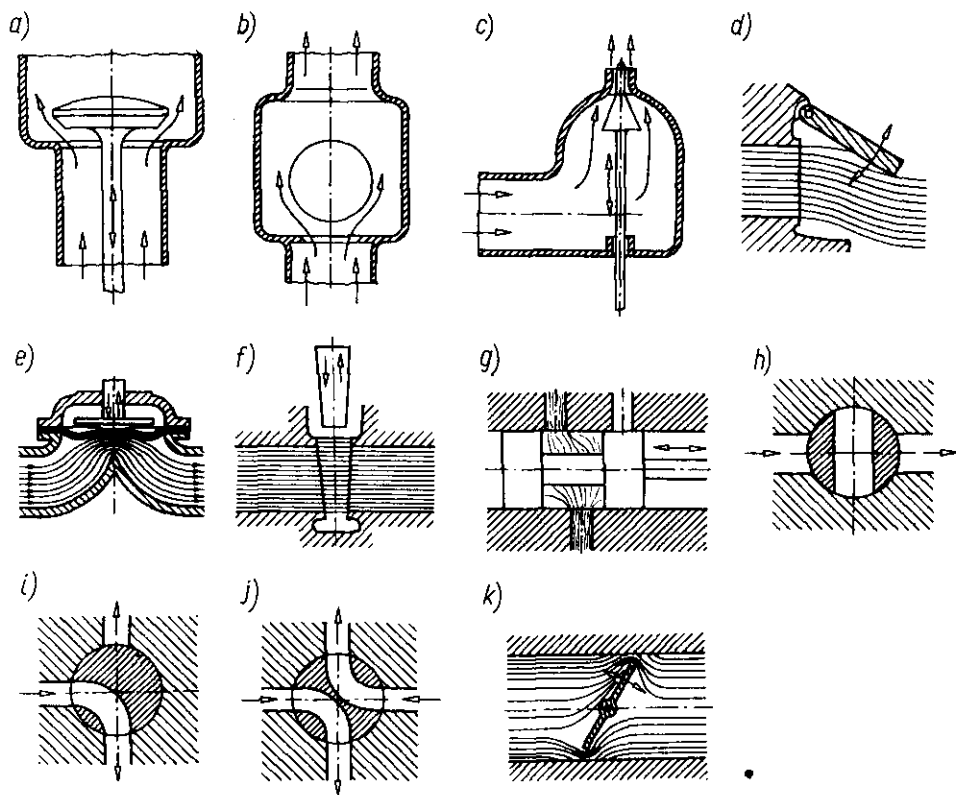
- zawory **przykrywające**, w których zawieradło przesuwa się w kierunku prostopadłym do powierzchni uszczelniającej gniazda;
- zawory **zasłaniające**, w których zawieradło przesuwa się stycznie do powierzchni uszczelniającej gniazda.

Do zaworów **przykrywających** należą:

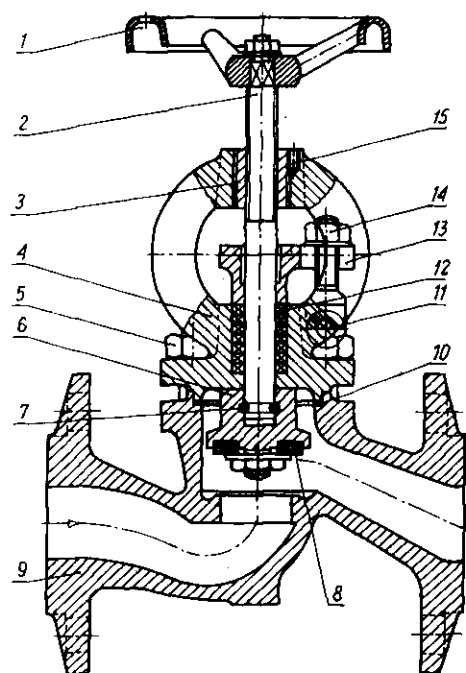
- zawory **wzniosowe**: grzybkowe z zawieradłem talerzowym (rys. 8.8) lub stożkowym (rys. 8.9a), kulowe (rys. 8.9b) i iglicowe (rys. 8.9c);
- **kłapy** (rys. 8.9d) o wychylnym ruchu zawieradła;
- zawory **membranowe** (przeponowe), w których zawieradłem jest membrana (rys. 8.9e), wykonana najczęściej z gumy.

Do zaworów **zasłaniających** zalicza się:

- **zasuw**y (rys. 8.9f) oraz **suwaki** (rys. 8.9g) o prostoliniowym ruchu zawieradła;
- **kurki** (rys. 8.9h, i, j), w których zawieradło wykonuje ruch obrotowy dookoła własnej osi;
- zawory **motylkowe**, tzw. **przepustnice** (rys. 8.9k), w których zawieradłem jest okrągła tarcza, obracająca się dookoła własnej osi; powierzchnią uszczelniającą gniazda jest w tym przypadku powierzchnia przewodu rurowego.



Rys. 8.9. Schematy zaworów: a, b, c) zawory wzniosowe, d) kłapa, e) membrana, f) zasuwka, g) suwak, h, i, j), k) przepustnica [3, 4]



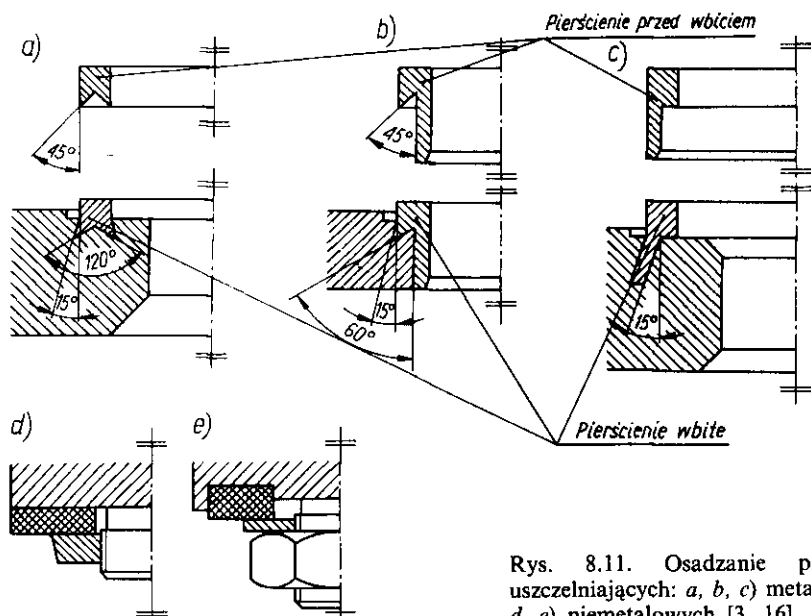
Rys. 8.10. Zawór grzybkowy [3]

1 — pokrętło, 2 — wrzeciono, 3 — nakrętka (tulejka gwintowana), 4 — pokrywa, 5 — śruba łączna pokrywy, 6 — grzybek, 7 — zawleczka, 8 — uszczelka na grzybku, 9 — kadłub z żeliwa ciągliwego, 10 — uszczelka pokrywy, 11 — sworzень, 12 — uszczelki dławnicy, 13 — występ dławnika, 14 — nakrętka, 15 — wkręt zabezpieczający nakrętkę przed obrotem

Najczęściej są stosowane zawory wzniosowe, które mogą spełniać wszystkie zadania. Kurki stosuje się jako zawory regulacyjne, rozdzielcze lub zaporowe, głównie w przewodach o niewielkich średnicach i przy małych ciśnieniach. Zasuwy stosuje się prawie wyłącznie jako zawory zaporowe, suwaki — jako zawory rozdzielcze, zaś kłapy — jako zawory zwrotne.

Zawory grzybkowe. Na rysunku 8.10 przedstawiono jedno z rozwiązań konstrukcyjnych zaworu grzybkowego. Korpus zaworu składa się z kadłuba 9 i pokrywy 4. Przesuw poosiowy wrzeciona 2 wraz z grzybkiem 6 uzyskuje się przez wkręcanie (wykręcanie) gwintowanego wrzeciona w nakrętkę 3. Grzybek jest połączony z wrzecionem za pomocą zawleczonej 7 w ten sposób, aby podczas zamykania zaworu obrót wrzeciona nie powodował obrotu grzybka. Dla zapewnienia szczelności zaworu zastosowano uszczelkę 8 na grzybku, uszczelkę 10 między kadłubem i pokrywą oraz dławnicę (12, 13), której elementy zapewniają uszczelnienie przejścia wrzeciona przez pokrywę.

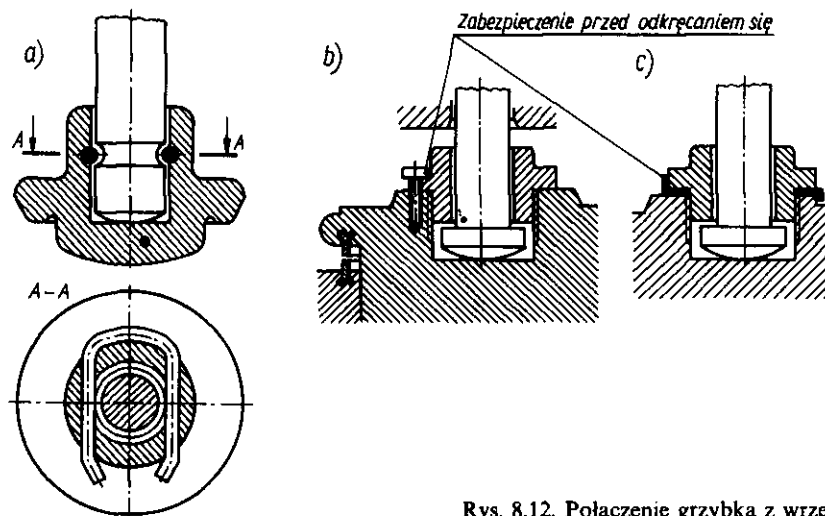
Szczelność zamkniętego zaworu uzyskuje się przez dokładne wykonanie powierzchni uszczelniających gniazda i grzybka lub też przez zastosowanie pierścieni uszczelniających metalowych lub niemetalowych — zależnie od własności przepływającego czynnika. Sposób mocowania pierścieni pokazano przykładowo na rys. 8.11. Pierścienie metalowe (ze stali hartowanej, brązu, mosiądzu i in.) stosuje się przy większych ciśnieniach, przy czym dla uzyskania odpowiedniej gładkości i zapewnienia szczelności dociera się je z sobą. Pierścienie niemetalowe (z gumy, skóry, fibry itd.) umożliwiają łatwe osiągnięcie szczelności przy małych ciśnieniach i niewielkim nacisku, ale zużywają się dość szybko.



Rys. 8.11. Osadzanie pierścieni uszczelniających: a, b, c) metalowych, d, e) niemetalowych [3, 16]

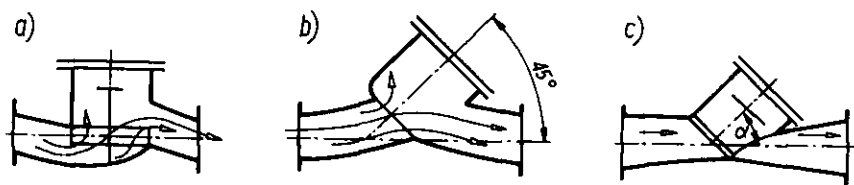
Do uszczelniania połączenia pokrywy z kadłubem stosuje się między innymi papier nasycony parafiną, ołów, aluminium, natomiast jako szczeliwo w dławnicy — sznur bawełniany, nasycony tłuszczem lub pokryty grafitem, oraz rzadziej — gumę lub tworzywa sztuczne.

Sposoby łączenia grzybka z wrzecionem, zapewniające obrót grzybka względem wrzeciona, pokazano na rys. 8.12a, b, c.



Rys. 8.12. Połączenie grzybka z wrzecionem [3, 16]

Ukształtowanie kadłuba zaworu pokazane na rys. 8.10 powoduje dwukrotną zmianę kierunku przepływu czynnika, a tym samym powstawanie dużych strat przepływu. W celu ich zmniejszenia stosuje się zawory o zwiększonym ok. 10% przekroju przepływu (w stosunku do przekroju przewodu rurowego) lub inne rozwiązania konstrukcyjne, pokazane schematycznie na rys. 8.13a, b, c.

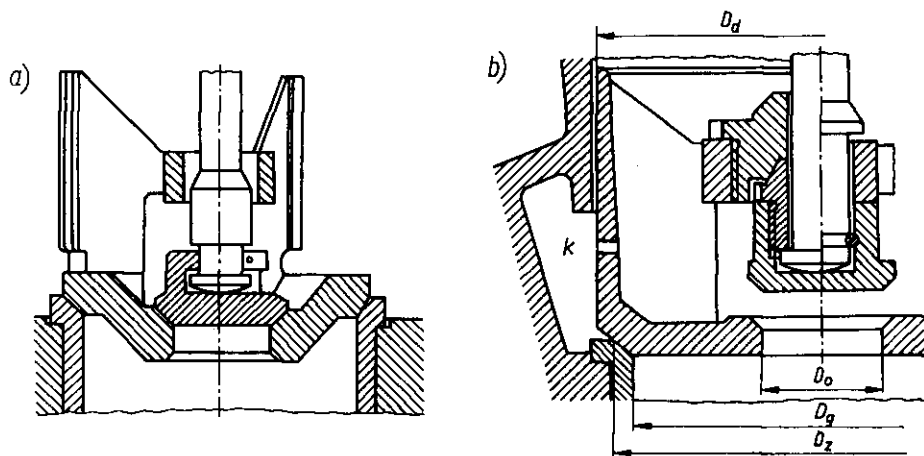


Rys. 8.13. Schematy zaworów grzybkowych [16]

Konstrukcja zaworu grzybkowego zamykanego ręcznie może być także uzależniona od kierunku przepływu czynnika. Nacisk czynnika może działać pod grzybek (rys. 8.10) lub — przy przeciwnym kierunku przepływu — na grzybek. Gdy ciśnienie działa pod grzybek, podczas zamykania zaworu wrzeciono jest obciążone jednocześnie siłą potrzebną do pokonania oporu czynnika oraz siłą, jaką należy dociskać uszczelkę. Gdy ciśnienie działa na grzybek, do otwarcia zaworu trzeba pokonać tylko nacisk czynnika, zatem ręczne sterowanie zaworem może być wykonywane mniejszą siłą. Wadą

drugiego rozwiązania jest stały nacisk czynnika na dławnicę przy zamkniętym zaworze. W praktyce w małych zaworach, pracujących przy niewielkich ciśnieniach, stosuje się nacisk pod grzybek, natomiast w dużych zaworach — nacisk na grzybek.

W bardzo dużych zaworach oraz w zaworach o dużym ciśnieniu (przy obciążeniu wrzecioną siłą powyżej 50 kN), w których nacisk czynnika działa na grzybek, stosuje się zawory odciążone — częściowo lub całkowicie, ułatwiające otwieranie zaworu. W zaworze częściowo odciążonym (rys. 8.14a) grzybek odciążający (mały) może być umieszczony wewnątrz grzybka głównego. Otwarcie małego grzybka powoduje spadek ciśnienia nad grzybkiem i umożliwia podniesienie grzybka głównego mniejszą siłą. W zaworze całkowicie odciążonym (rys. 8.14b) grzybek główny ma kształt dzwonu. Przy zaworze zamkniętym czynnik wpływa przez szczelinę między dzwonem o średnicy D_d i kadłubem do przestrzeni k ; przepływ czynnika przez otworek w ścianie dzwonu umożliwia powolne wyrównanie ciśnienia wewnątrz i na zewnątrz dzwonu. Otwarcie małego grzybka powoduje szybki spadek ciśnienia wewnątrz dzwonu; następuje prawie zupełne wyrównanie ciśnienia nad i pod małym grzybkiem, a ciśnienie czynnika znajdującego się w przestrzeni k wystarcza do uniesienia dzwonu i otwarcia zaworu.

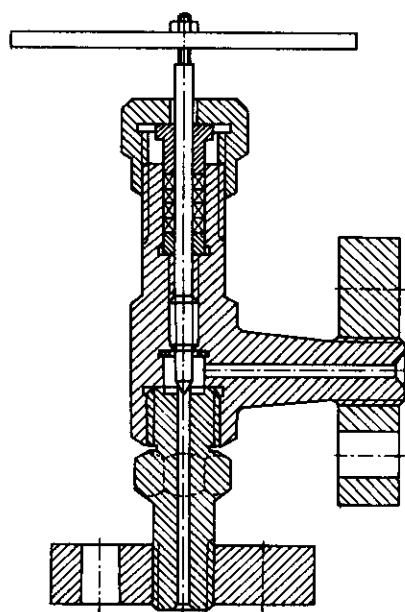


Rys. 8.14. Zawory odciążone: a) częściowo, b) całkowicie [3]

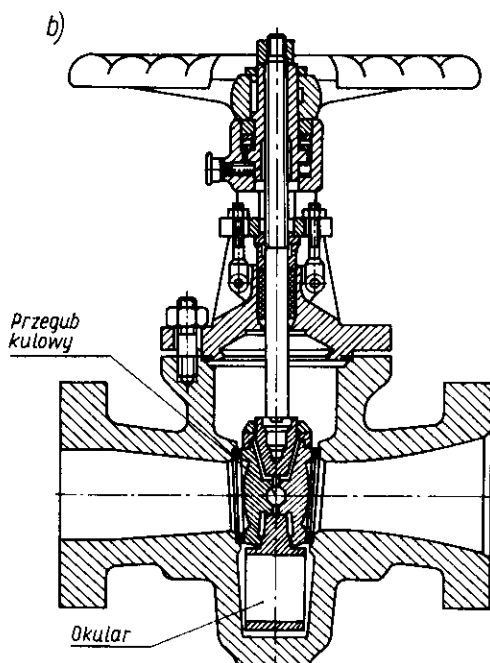
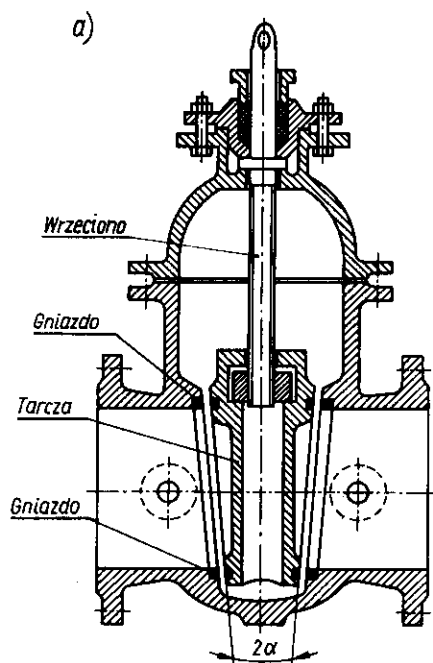
Zawory grzybkowe oraz większość ich elementów (kadłuby, wrzeciona, grzybki dławiki itd.) są znormalizowane. Podstawą ich doboru z norm jest średnica nominalna oraz ciśnienie i rodzaj czynnika.

Inne zawory zamykające i regulacyjne. Do małych przewodów ($D_n \leq 15$ mm) stosuje się zawory iglicowe (rys. 8.15). Ze względu na tarcie między iglicą i gniazdem elementy te wykonuje się z materiałów odpornych na ścieranie i zatarcie.

Zawory zasuwowe (zasuw) stosuje się przeważnie do przewodów o większych średnicach ($D_n \geq 0,2$ m). Zasuwy (rys. 8.16) nie nadają się do



Rys. 8.15. Zawór iglicowy [3]



Rys. 8.16. Zasuwy: a) klinowa z tarczą niedzieloną, b) klinowa z tarczą dwudzielną [16]

regulacji przepływu, ponieważ przy częściowo otwartej zasuwie występują bardzo duże opory przepływu. Do ich zalet zalicza się prostoliniowy przepływ (przy całkowicie otwartej zasuwie), dobrą szczelność oraz małą siłę do sterowania wrzeciona.

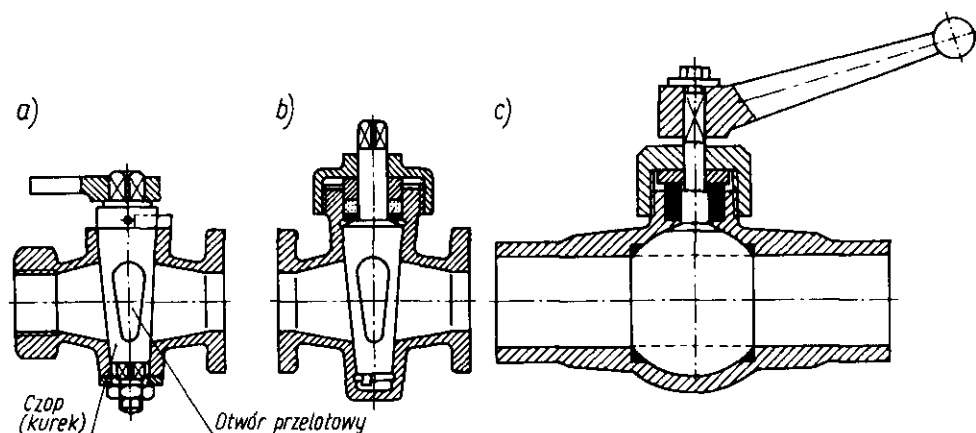
Zasuwy klinowe z tarczami niedzielonymi (rys. 8.16a) wymagają dokładnego zachowania zbieżności powierzchni gniazda i zawieradła. Mała zbieżność (zwykle 1 : 10) wywołuje duże naciski na powierzchniach uszczelniających, co zapewnia dobrą szczelność i dwustronne zamknięcie. Zasuwy te stosuje się do przewodów przeznaczonych do przewodzenia czynnika o niewysokiej temperaturze.

Zasuwy klinowe o tarczy złożonej z dwóch talerzy połączonych przegubowo (rys. 8.16b) są samonastawne. Zasuwy te mają większą zbieżność, co częściowo zabezpiecza je przed zakleszczeniem w wyższych temperaturach czynnika. Przy podniesionej zasuwie (w czasie przepływu czynnika) w jej miejsce jest wprowadzony okular.

Do wysokich ciśnień stosuje się zasuwy równoległe, w których zawieradłem jest płyta stalowa o stałej grubości, hartowana i szlifowana. Przy spadku ciśnienia zasuwy te nie zapewniają dostatecznej szczelności.

Zawory kurkowe (kurki) są stosowane do przewodów o średnicach $D_n \leq 80$ mm i przy ciśnieniach $p \leq 1$ MPa. Kurki charakteryzują się zwartą budową, małymi oporami przepływu, prostotą wykonania zarówno w zaworach jedno-, jak i wielodrogowych (rys. 8.9h, i, j). Do ich wad należą m.in. duże powierzchnie uszczelniające, wymagające docierania, oraz stosunkowo mała szczelność.

W zwykłym kurku (rys. 8.17a) docisk uszczelniający uzyskuje się przez dokręcenie nakrętki, co jednak utrudnia obrót czopa. Najpopularniejsze są kurki dławikowe (rys. 8.17b), stosowane przy wyższych ciśnieniach (do 0,6 MPa). Rzadziej wykonuje się kurki walcowe, trudniejsze do uszczelniania. Rys. 8.17c przedstawia kurek kulisty. W kurkach do przewodze-

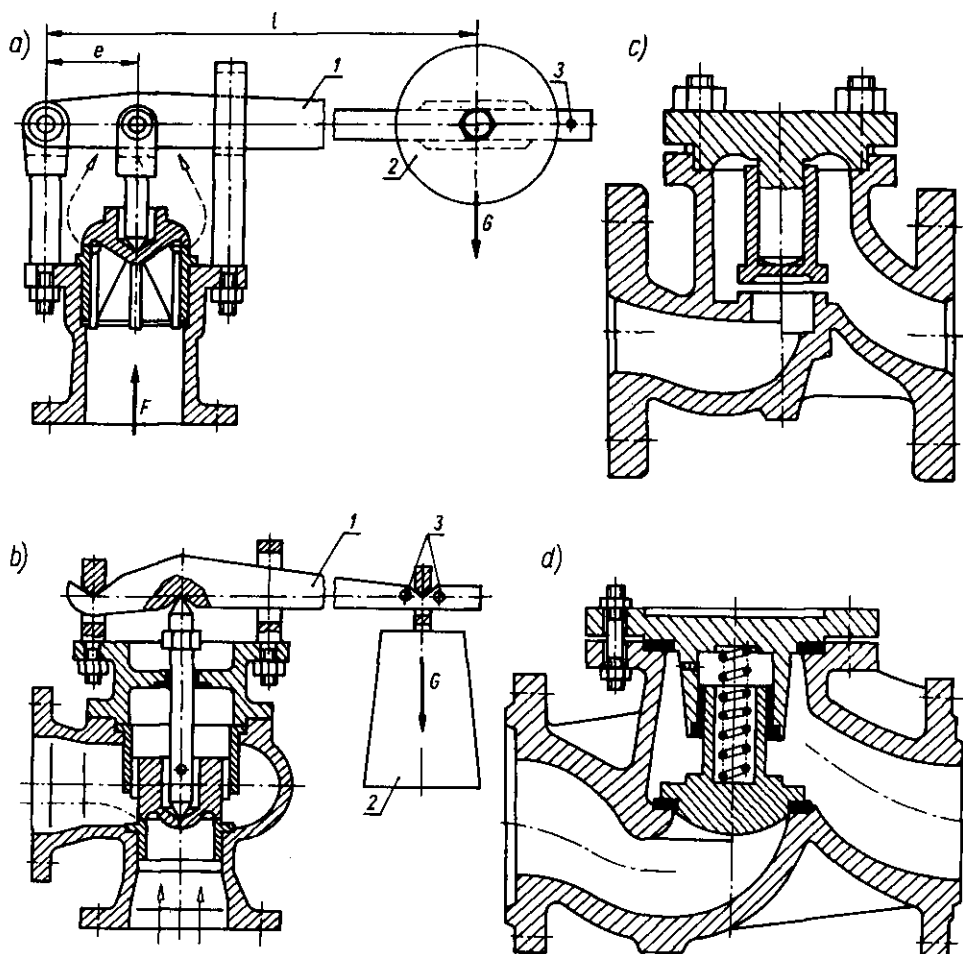


Rys. 8.17. Kurki: a) zwykły, b) dławikowy, c) kulisty [3]

nia czynników korodujących kadłub i czop są wykonywane z tworzywa sztucznego (np. z polietylenu) z uszczelnieniem z kauczuku.

Zawory bezpieczeństwa są stosowane w celu zabezpieczenia przewodu lub urządzenia (kotła parowego, zbiornika sprężonego powietrza itp.) przed nadmiernym wzrostem ciśnienia. Zawór bezpieczeństwa normalnie jest zamknięty i tylko przy wzroście ciśnienia ponad dopuszczalne (p_{gr}) zostaje otwarty na tak długo, aż ciśnienie w zbiorniku spadnie poniżej p_{gr} . Ze względu na charakter pracy zawory bezpieczeństwa są samoczynne.

Działanie zaworu bezpieczeństwa musi być niezawodne. Odpowiedzialne zawory bezpieczeństwa podlegają kontroli Urzędu Dozoru Technicznego i są okresowo sprawdzane i plombowane. Stosuje się jedynie zawory wzniosowe: grzybkowe (najczęściej), iglicowe lub kulkowe z ciśnieniem pod zawieradło.



Rys. 8.18. Zawory: a) zawór bezpieczeństwa o budowie otwartej, b) jw. o budowie zamkniętej, c, d) zawory zwrotne [4]

1 — dźwignia, 2 — obciążnik, 3 — otwory do plombowania

W urządzeniach pracujących bez wstrząsów instaluje się zawory dźwigniowe z obciążnikiem. Zawór o budowie otwartej (rys. 8.18a) jest stosowany wówczas, gdy czynnik może uchodzić wprost do atmosfery. Zawór bezpieczeństwa o budowie zamkniętej (rys. 8.18b) kieruje czynnik uchodzący np. do rezerwowego zbiornika (ze względu na własności żrące, szkodliwe dla otoczenia itp.). Zawór ten jest bardziej czuły od poprzedniego, ponieważ przy nożowym podparciu dźwigni szybciej reaguje nawet na minimalne przekroczenie p_{gr} w zbiorniku.

W urządzeniach narażonych na wstrząsy oraz gwałtowne zmiany ciśnienia itp. stosuje się zawory bezpieczeństwa sprężynowe, w których zawieradło jest dociskane przez sprężynę. Zawory sprężynowe są mniej niezawodne, m.in. ze względu na skłonność do drgań i trudność dokładnego wyregulowania napięcia sprężyny.

Zawory zwrotne (rys. 8.18c, d) są również zaworami samoczynnymi, zabezpieczającymi przed zmianą kierunku przepływu czynnika. Podczas przepływu (z ciśnieniem pod zawieradło) zawór jest otwarty, natomiast w razie spadku ciśnienia przed zaworem następuje samoczynne zamknięcie zaworu. W zaworze grzybkowym bez sprężyny (rys. 8.18c) grzybek opada pod własnym ciężarem i dlatego może on pracować tylko w położeniu pokazanym na rysunku (grzybkiem do góry). Jeśli jest konieczna praca zaworu w innym położeniu, stosuje się np. zawory ze sprężyną (rys. 8.18d). Od zaworów zwrotnych wymaga się małych mas bezwładności części ruchomych, małych oporów tarcia i równomiernych nacisków na powierzchnię uszczelniającej (po zamknięciu zaworu). Zawory zwrotne wykonuje się jako grzybkowe, iglicowe, kulowe, klapowe.

Poza omówionymi podstawowymi rodzajami zaworów istnieje wiele innych rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych w różnych dziedzinach przemysłu, np. w maszynach przepływowych, napędach hydraulicznych lub pneumatycznych, w układach automatyki przemysłowej itp.

9. Osie i wały

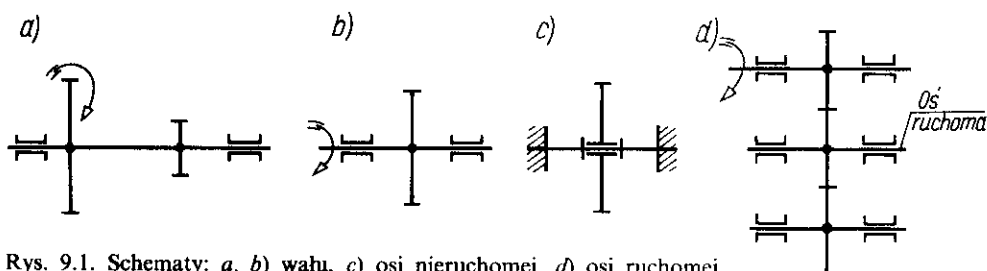
9.1. Wiadomości ogólne

Charakterystyka osi i wałów. Osią lub wałem nazywa się element maszyny podparty w łożyskach i podtrzymujący osadzone na nim części maszyn, które wykonują ruchy obrotowe (np. koła zębate, pasowe) lub wahadłowe (np. koło zębate współpracujące z zębatką). Głównym zadaniem **wału** jest przenoszenie momentu obrotowego, zatem wał wykonuje zawsze ruch obrotowy. W związku z tym wał jest narażony jednocześnie na skręcanie oraz — pod wpływem sił poprzecznych — na zginanie. W niektórych przypadkach wał może być narażony tylko na skręcanie (np. samochodowy wał napędowy w sprzęgle Cardana).

Oś nie przenosi momentu obrotowego i jest narażona tylko na zginanie. Oś może być **nie ruchoma**, utwierdzona w miejscach podparcia, lub **ruchoma** (wykonująca ruch obrotowy), osadzona w łożyskach. Oś nieruchomą mocuje się w podporach za pomocą połączeń wpustowych, gwintowych itp. Krótką oś nazywa się czasami sworzniem.

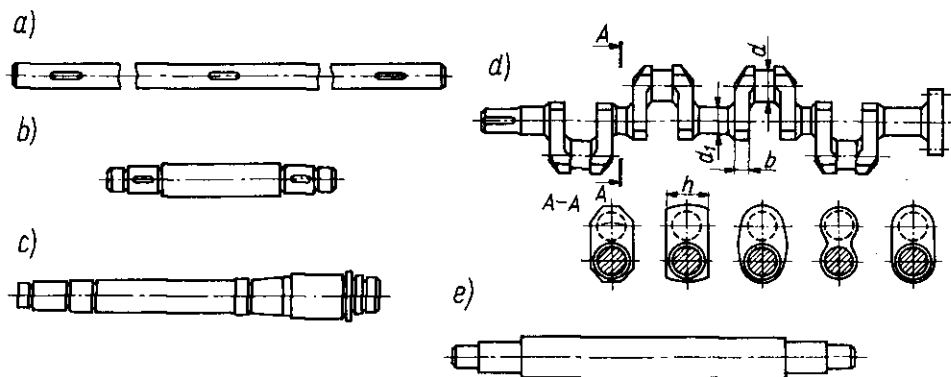
Zarówno osie, jak i wały mogą być dodatkowo obciążone siłą poprzeczną (rozciągającą lub ściskającą), np. gdy elementami osadzonymi na nich są koła zębate skośne lub stożkowe.

Przykłady wałów oraz obu rodzajów osi pokazano schematycznie na rys. 9.1.



Rys. 9.1. Schematy: a, b) wału, c) osi nieruchomej, d) osi ruchomej

Rodzaje osi i wałów. Osie i wały sztywne są to pręty o przekroju okrągłym albo (znacznie rzadziej) sześciokątnym lub innym. Rozróżnia się osie i wały gładkie (rys. 9.2a) o prawie niezmiennym przekroju na całej długości oraz kształtowe — o zmiennych przekrojach, dostosowanych do



Rys. 9.2. Rodzaje wałów i osi: a) wał gładki pędniany, b, c) wały schodkowe, d) wał wykorbiony, e) oś nieruchoma [3, 4]

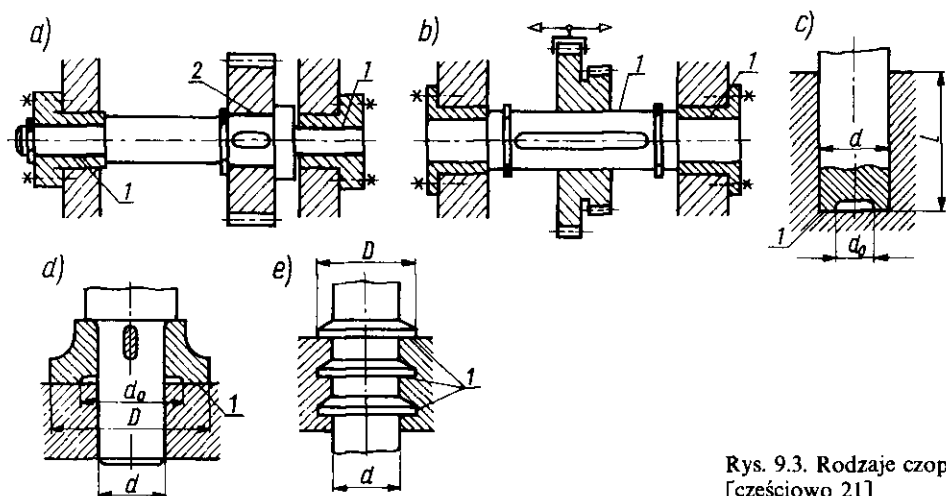
obciążenia i funkcji osi lub wału (rys. 9.2b, c, e). Osie są z reguły proste, natomiast wały mogą być proste lub wykorbione (rys. 9.2d).

W niektórych urządzeniach (szlifierkach ręcznych, wiertarkach dentystycznych itp.) stosuje się wały giętkie, służące do przenoszenia napędu na elementy wykonujące ruchy przestrzenne względem źródła napędu.

Zależnie od liczby łożysk, będących podporami wałów, rozróżnia się wały dwu- i wielopodporowe oraz (bardzo rzadko stosowane) — jednopodporowe.

W zależności od spełnianych funkcji wału często stosuje się nazwy: wał główny (wrzeciono robocze — WR), pomocniczy, rozrządczy, napędzający itp. Wały mogą być pełne lub drążone. Wały drążone stosuje się w celu zmniejszenia ciężaru konstrukcji, gdy otwór umożliwia mocowanie i obróbkę długich prętów (np. w tokarkach). Większość wałów maszynowych stanowią wały schodkowe, w których średnice zmieniają się stopniowo. Sposób kształtowania powinien uwzględniać warunki wytrzymałościowe oraz przewidywany sposób montażu. Stopniowanie średnic narastająco do środka wału (rys. 9.2b) stosuje się przeważnie wówczas, gdy korpus maszyny (urządzenia) jest dzielony, przy czym podział przebiega wzdłuż osi wału; stopniowanie średnic w jednym kierunku (rys. 9.2c) umożliwia montaż wału w otworach niedzielonych kadłubów.

Czopami nazywa się odcinki osi lub wału, których powierzchnie stykają się ze współpracującymi elementami: łożyskami, kołami zębatymi itd. Rozróżnia się czopy ruchowe i czopy spoczynkowe. Czopy ruchowe 1 (rys. 9.3) współpracują z panewkami łożysk ślizgowych, z kołami przesuwными lub obracającymi się względem nieruchomej osi itp., natomiast czopy spoczynkowe 2 współpracują z elementami osadzonymi na stałe względem wału i obracającymi się wraz z nim. Kształty czopów ustala się w zależności od wartości i kierunku reakcji w podporach oraz od wymagań konstrukcyjno-technologicznych. Na rysunku 9.3 przedstawiono niektóre rodzaje czopów poprzecznych i wzdłużnych.



Rys. 9.3. Rodzaje czopów
[częściowo 21]

Czopy wymagają dokładnej obróbki, dlatego ich średnice należy dobierać wg wymiarów normalnych (PN-78/M-02041). Czopy wałów i osi oraz otwory części na nie nasadzanych powinny być pasowane zgodnie z PN-EN 20286-2:1996 i PN-ISO 1829:1996. Wymiary swobodne wałów (np. średnice nie stykające się z innymi elementami) mogą być niezgodne z wymiarami normalnymi, jeżeli wpłynie to korzystnie np. na ułatwienie montażu.

Materiały stosowane na wały i osie. Dobór materiałów zależy od przeznaczenia wałów oraz ich wymaganej sztywności i wytrzymałości. Własności wybranego materiału decydują o wymiarach wału i pośrednio: łożysk, części osadzonych na wale, wielkości urządzenia, a także o jego sprawności. Osie i wały wykonuje się najczęściej ze stali węglowej zwykłej jakości (St4 ÷ St6), wyższej jakości (35, 45, 55) lub ze stali konstrukcyjnej stopowej do ulepszania cieplnego. Stale konstrukcyjne stopowe do nawęglania stosuje się w przypadkach, gdy bardziej istotna jest twardość powierzchni niż wytrzymałość rdzenia wału. Należy podkreślić, że stosowanie stali o wysokich własnościach wytrzymałościowych nie jest celowe wówczas, gdy o wymiarach wału decydować będzie jego wymagana sztywność.

Odlewanie wałów ze staliwa lub żeliwa modyfikowanego albo sferoidalnego stosuje się rzadko — głównie do wykonywania wałów wykorbionych.

9.2. Obciążenia osi i wałów

Podstawą obliczania wytrzymałości osi lub wału jest wyznaczenie wszystkich sił i momentów działających na wał (oś). Rozróżnia się:

- obciążenia zmienne co do wartości i kierunku, wywołujące naprężenia zmienne;
- obciążenia stałe (statyczne), wywołujące w osiach nieruchomych naprężenia stałe, a w osiach ruchomych i wałach — naprężenia zmienne;

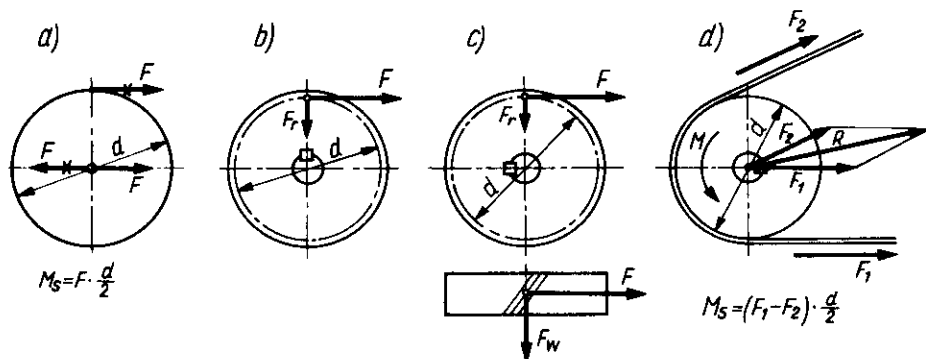
- obciążenia zmieniające swoje położenie (w płaszczyźnie prostopadłej do osi wału) wraz z obrotem wału — np. siły odśrodkowe, które wywołują naprężenia stałe.

Osie nieruchome oblicza się na wytrzymałość statyczną, a osie ruchome i wały — na wytrzymałość zmęczeniową. Zwrot „obliczenie na wytrzymałość...” oznacza dokonanie (drogą obliczeń) takiego wyboru kształtu, wymiarów i rodzaju materiału części, aby mogła ona — z uwzględnieniem odpowiedniego współczynnika bezpieczeństwa — pracować bez obawy uszkodzenia w określonych warunkach obciążeniowych.

Projektowanie osi i wałów obejmuje:

- Obliczenia wstępne, umożliwiające ustalenie kształtu i przybliżonych wymiarów osi lub wału. Obliczenia te wykonuje się w zasadzie na wytrzymałość statyczną, uwzględniając jednak wpływ zmienności obciążeń przez przyjęcie odpowiednich naprężeń dopuszczalnych (np. k_{gj} , k_{go}).
- Obliczenia dokładne (sprawdzające), uwzględniające czynniki decydujące o wytrzymałości zmęczeniowej (m.in. działanie karbów) oraz sztywność giętną i skrętną wału.

Ruch obrotowy wału (lub osi ruchomej) jest wywołany siłami działającymi na obwodzie elementu napędzającego osadzonego na wale (koła zębatego, pasowego itp.) i jest przekazywany np. na inne wały za pośrednictwem kół napędzanych. Dla ustalenia wpływu działania siły obwodowej F na wał, w jego osi zaciepa się tzw. układ zerowy sił, tj. dwie siły F , których suma jest równa zeru (rys. 9.4a). Z otrzymanego układu sił wynika, że wał jest obciążony momentem skręcającym (równym momentowi obrotowemu) oraz siłą F ,



Rys. 9.4. Przykłady obciążenia wałów i osi [21]

wywołująca zginanie wału. Na rysunku 9.4b, c, d podano przykłady obciążenia wałów i osi. Ponieważ sposób obliczania sił składowych (F , F_r , F_w , F_1 , F_2), działających na obwodach poszczególnych kół, będzie omówiony w późniejszych rozdziałach (11 do 15), dlatego przy wstępnym obliczaniu wałów uwzględnia się tylko wartość siły obwodowej F (pomijając wpływ

pozostałych obciążeń), wyznaczaną z wzoru na moment obrotowy

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \quad (9.1)$$

Wartość momentu obrotowego oblicza się z zależności

$$M = \frac{P}{\omega}$$

(gdy P — moc w W, ω — w rad/s, to moment M jest wyrażony w N·m).

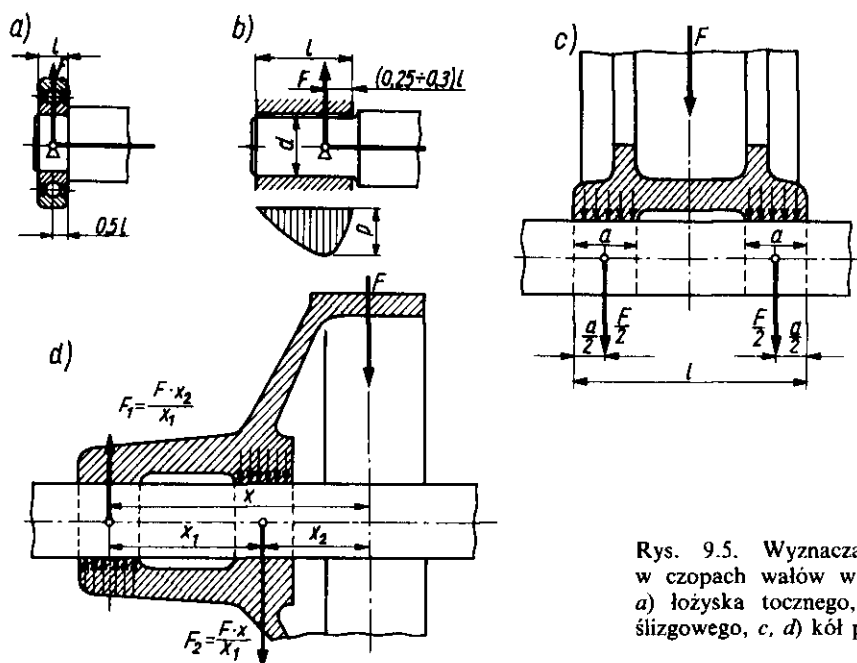
Podstawiając P w kW oraz $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$, otrzymuje się

$$M = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot 3,14159} \frac{P}{n} \approx 9550 \frac{P}{n} \quad (9.2)$$

gdzie M — w N·m, n — w obr/min.

W obliczeniach osi i wałów z reguły pomija się ciężar wału (osi) i osadzonych na nim części.

Zarówno siły zewnętrzne, jak i reakcje w łożyskach obciążają wały (osie) w różny sposób, zależnie od kształtu piasty koła i rodzaju łożyska. Przykłady wyznaczania punktu zaczepienia reakcji oraz wyznaczanie punktów zaczepienia obciążenia, przenoszonego na wał przez części na nim osadzone, podano na rys. 9.5.



Rys. 9.5. Wyznaczanie reakcji w czopach wałów w przypadku: a) łożyska tocznego, b) łożyska ślizgowego, c, d) kół pasowych [4]

Przy wstępnych obliczeniach wału wymiary czopów i osadzonych na nich elementów nie są znane. Przyjmuje się wówczas, że obciążenie czopów stanowią siły skupione, zaczepione w środku długości piasty koła lub w środku długości łożyska.

9.3. Zasady obliczania wytrzymałości osi i wałów dwupodporowych

Jak wynika z treści rozdziału 9.1, osie oblicza się na zginanie, a wały — na skręcanie z równoczesnym zginaniem lub (w nielicznych przypadkach) — tylko na skręcanie.

Obliczanie wytrzymałości osi i wałów polega na:

- wyznaczeniu metodami statyki wszystkich sił czynnych (obciążeń) i biernych (reakcji podpór lub utwierdzeń) działających na oś lub wał;
- obliczeniu wartości momentów zginających (dla osi i wałów) oraz skręcających i zastępczych (dla wałów) co najmniej dla punktów przyłożenia sił zewnętrznych i dla punktów podparcia (łożysk);
- obliczeniu średnic wału w podstawowych przekrojach i ustaleniu kształtu wału (osi);
- wykonaniu (w razie potrzeby) obliczeń sprawdzających (np. z uwzględnieniem osłabienia wału lub osi korbami) i uzupełniających, polegających na obliczeniu sztywności wału itp.

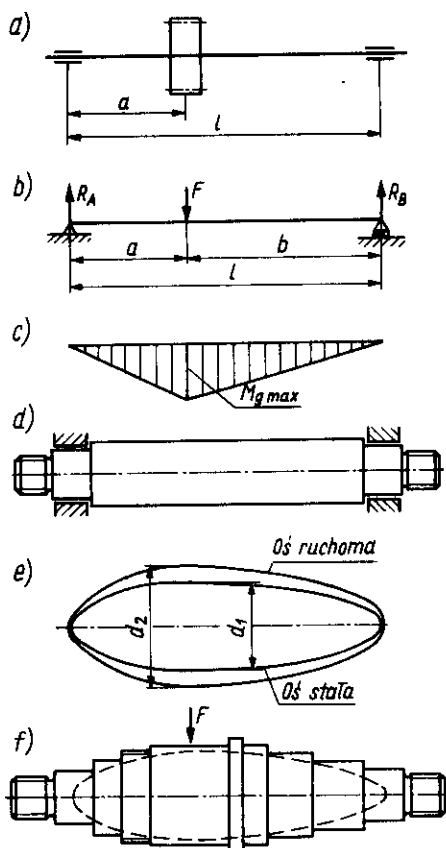
Obliczanie osi dwupodporowych na zginanie. Oś oblicza się jako belkę podpartą na dwóch podporach (łożyskach) i obciążoną siłami skupionymi. Reakcje w podporach wyznacza się na podstawie warunków równowagi. W przypadku osi obciążonej tylko jedną siłą poprzeczną F (rys. 9.6a, b) reakcje oblicza się z zależności

$$R_A = F \cdot \frac{b}{l}, \quad R_B = F \cdot \frac{a}{l}$$

Maksymalny moment zginający wynosi

$$M_g = R_A \cdot a \text{ lub } M_g = R_B \cdot b \quad (9.4)$$

Na podstawie warunku wytrzymałościowego na zginanie oblicza się minimalną średnicę osi



Rys. 9.6. Obliczanie osi na zginanie: a) schemat osi, b) schemat obciążenia, c) wykres momentów zginających, d) oś gładka, e) teoretyczny kształt osi o równej wytrzymałości, f) rzeczywisty kształt osi schodkowej (wg d_1 na rys. e)

$$\sigma = \frac{M_g}{W_x} \approx \frac{M_g}{0,1d^3} \leq k_g \text{ (lub } k_{gj} \text{ lub } k_{go})$$

stąd

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_g}{0,1k_g}} = \sqrt[3]{\frac{10M_g}{k_g}} \quad (9.5)$$

Osie nieruchome często wykonuje się jako gładkie (rys. 9.6d), o średnicy wynikającej z obliczeń wytrzymałościowych.

Podczas projektowania osi drążonych (o przekroju pierścieniowym) wstępnie zakłada się stosunek średnicy otworu do zewnętrznej średnicy osi: $\beta = d_o/d$; najczęściej przyjmuje się $\beta = 0,4 \div 0,6$, jeżeli średnica otworu nie jest uzależniona od wymagań związanych z przeznaczeniem osi. Dla osi drążonej wskaźnik wytrzymałości przekroju przy zginaniu wynosi

$$W_x \approx 0,1 \frac{d^4 - d_o^4}{d} = 0,1d^3(1 - \beta^4) \quad (9.6)$$

Średnicę osi oblicza się wg wzoru

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_g}{0,1(1 - \beta^4)k_g}} = \sqrt[3]{\frac{10M_g}{(1 - \beta^4)k_g}} \quad (9.7)$$

Z wykresu momentów zginających (rys. 9.6c) wynika, że w przypadku stosowania osi gładkiej (o stałym przekroju poprzecznym — rys. 9.6d) własności materiału są w pełni wykorzystane tylko w przekroju niebezpiecznym, natomiast w przekrojach, w których $M_g < M_{gmax}$, materiał osi jest niedociążony. W celu właściwego wykorzystania materiału ustala się teoretyczny kształt osi (wału), odpowiadający belce o równomiernej wytrzymałości na zginanie (rys. 9.6e); wartości średnic w poszczególnych przekrojach oblicza się wg odpowiednich wartości momentów zginających. Na podstawie teoretycznego kształtu ustala się rzeczywiste kształty osi lub wału. Najczęściej wykonuje się osie i wały schodkowe, projektowane w taki sposób, aby kształt rzeczywisty był opisany na kształcie teoretycznym (rys. 9.6f). Naprężenia rzeczywiste w każdym przekroju poprzecznym będą wówczas mniejsze od naprężeń dopuszczalnych o stosunkowo niewielką wartość przy osi gładkiej.

Osie stałe (nieruchome) i ruchome (obracające się) oblicza się wg tych samych wzorów, przyjmując odpowiednie wartości naprężeń dopuszczalnych wg tabl. 1.4. Osie stałe przenoszą przeważnie obciążenia statyczne lub rzadziej — tętniące, zatem do wzoru 9.5 lub 9.7 podstawia się wartości naprężeń dopuszczalnych na zginanie: k_g (lub k_{gj}). Osie ruchome są zawsze obciążone wahadłowo — nawet przy obciążeniach statycznych — dlatego do ich obliczeń przyjmuje się wartości k_{go} .

Na rys. 9.6e podano przykładowo teoretyczny kształt osi o wymiarach średnic obliczonych dla osi stałej (przy k_g) oraz osi ruchomej (przy k_{go}). Z porównania uzyskanych wartości wynika, że należy dążyć do stosowania

osi stałych (jeżeli jest to dopuszczalne ze względów konstrukcyjnych), co umożliwia zmniejszenie średnic osi.

Obliczone wartości średnic czopów zaokrągla się w górę do średnic normalnych (PN-78/M-02041); średnice czopów pod łożyska uzależnia się również od wymiarów łożysk (zwłaszcza toczyń) oraz od czynników konstrukcyjnych i technologicznych.

PRZYKŁAD 9.1. Koło zębate średnicy $D = 400$ mm jest osadzone na osi ruchomej długości $l = 400$ mm, w odległości $a = 150$ mm od podpory (rys. 9.6a), i przenosi obciążenie $F = 20$ kN. Obliczyć wymiary osi wykonanej ze stali St6.

Rozwiązanie

Obliczamy wartość reakcji

$$R_A = F \cdot \frac{b}{l} = 20 \cdot \frac{250}{400} = 12,5 \text{ kN}$$

$$R_B = F \cdot \frac{a}{l} = 20 \cdot \frac{150}{400} = 7,5 \text{ kN}$$

Maksymalny moment zginający wynosi

$$M_{g \max} = R_A \cdot a = 12,5 \cdot 0,15 = 1,875 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Dla osi ruchomej ze stali St6 przyjmujemy (z tabl. 1.4) $k_{go} = 75$ MPa i obliczamy minimalną średnicę (uwzględniając, że $1,875 \text{ kN} \cdot \text{m} = 187,5 \text{ kN} \cdot \text{cm}$, a $k_{go} = 75 \text{ MPa} = 7,5 \text{ kN/cm}^2$)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{g \max}}{k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 187,5}{7,5}} \approx 6,3 \text{ cm} = 63 \text{ mm}$$

Ze względu na osłabienie przekroju osi rowkiem pod wpust przyjmujemy zwiększoną średnicę normalną $d = 67$ mm.

Dla ustalenia kształtu wału schodkowego należy obliczyć wartości momentów zginających i średnic w kilku przekrojach (np. co 25 mm), a następnie wykreślić kształt teoretyczny i zaprojektować oś.

Obliczanie wałów na skręcanie. Wały oblicza się tylko na skręcanie w następujących przypadkach:

1. Gdy moment skręcający jest znacznie większy od momentów zginających wału. Przypadek ten ma miejsce dla wałów krótkich występujących np. w reduktorach, w których elementy odbierające napęd (sprzęgła, koła pasowe itd.) znajdują się tuż przy łożysku reduktora, a średnice kół osadzonych na tym wale są dość duże. W takim przypadku można pominąć wpływ momentów zginających, ewentualnie zwiększając nieco obliczoną średnicę wału.
2. Gdy wał jest obciążony tylko momentem skręcającym. Przykład takiego obciążenia stanowią drążki skrętne, stosowane w niektórych pojazdach, na stanowiskach badawczych itp.

3. Gdy wielkość projektowanego urządzenia zależy m.in. od wymiarów wału, a jego wymiary długościowe nie są ustalone.

W takich przypadkach po wstępnym obliczeniu wału na skręcanie ustala się wymiary wału i projektowanego urządzenia, a następnie oblicza się dokładnie wał (co najmniej w przekrojach niebezpiecznych), wprowadzając w razie potrzeby odpowiednie zmiany.

W podanych przypadkach średnicę wału oblicza się z warunku wytrzymałościowego na skręcanie.

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_o} \approx \frac{M_s}{0,2d^3} \leq k_s \text{ (lub } k_{sj}, \text{ lub } k_{so})$$

stąd

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_s}{0,2k_s}} \approx \sqrt[3]{\frac{5M_s}{k_s}} \quad (9.8)$$

Wały drążone oblicza się podobnie jak osie drążone

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_s}{0,2(1-\beta^4) \cdot k_s}} = \sqrt[3]{\frac{5M_s}{(1-\beta^4) \cdot k_s}} \quad (9.9)$$

oraz $d_o = \beta \cdot d$

Podstawiając do wzoru 9.8 wartość momentu skręcającego podaną w zależności 9.2, można obliczyć średnicę wału na podstawie mocy P przenoszanej przez wał i jego prędkości obrotowej oraz założonego materiału

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot P}{0,2 \cdot 10^6 \cdot k_s \cdot n}} \approx 0,363 \sqrt[3]{\frac{P}{k_s \cdot n}} \quad (9.10)$$

w którym: P —w kW, n —w obr/min, k_s —w MPa oraz d —w m (metrach).

W zależności od rodzaju obciążenia wartości naprężeń dopuszczalnych na skręcanie przyjmuje się następująco:

k_s — przy prawie ciągłej pracy wału (bardzo rzadkie zmiany prędkości obrotowej itd.);

k_{sj} — przy częstych zmianach prędkości obrotowej i mocy odbieranej (np. w obrabiarkach skrawających) oraz przy częstym uruchamianiu i zatrzymywaniu urządzenia; naprężenia dopuszczalne tętniące (k_{sj}) są najczęściej przyjmowane w praktyce;

k_{so} — jw. przy równie częstych zmianach kierunku ruchu obrotowego.

Wartości liczbowe wymienionych naprężeń są podane w tablicy 1.4.

Obliczanie wałów dwupodporowych na równoczesne zginanie i skręcanie. Obciążenie wałów wywołuje w nich naprężenia normalne (zginające) i styczne (skręcające), zatem wały oblicza się ze wzoru na naprężenia zastępcze (σ_z) opartego na hipotezie wytrzymałościowej Hubera

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_g^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_{go} \quad (9.11)$$

Podstawiając zależności: $\sigma_g = M_g / W_x$, $\tau_s = M_s / W_o$ oraz $W_o = 2W_x$, otrzymuje się po przekształceniach wzór

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_x} \leq k_{go} \quad (9.12)$$

w którym moment zastępczy (zredukowany)

$$M_z = \sqrt{M_g^2 + \left(\frac{\alpha \cdot M_s}{2}\right)^2} \quad (9.13)$$

Współczynnik redukcji α określa, w jakim stopniu uwzględnia się w obliczeniach naprężenia styczne. Jego wartość oblicza się z zależności: $\alpha = k_{go} / k_{sj}$ lub $\alpha = k_{go} / k_{so}$.

Podstawiając do wzoru 9.12 wskaźnik wytrzymałości przekroju $W_x \approx 0,1 d^3$, otrzymuje się wzór

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_z}{k_{go}}} \quad (9.14)$$

lub dla wału drążonego

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_z}{(1 - \beta^4) \cdot k_{go}}} \quad (9.15)$$

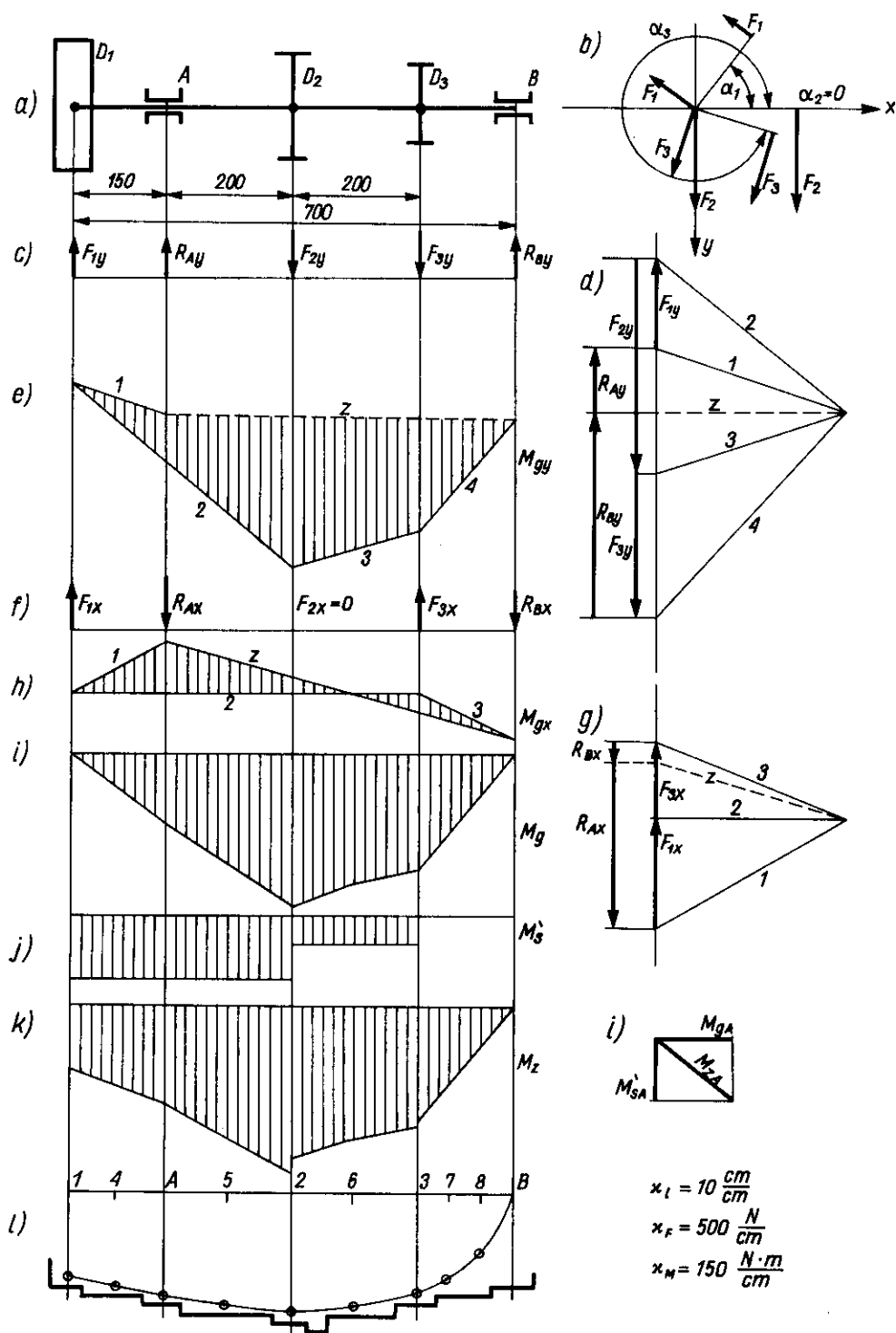
W podanych wzorach pominięto wpływ obciążeń wzdłużnych na wytrzymałość wału, ponieważ są one z reguły nieznaczne. Gdy zachodzi potrzeba ich uwzględnienia, sprawdza się wartość naprężeń zastępczych w poszczególnych przekrojach wg wzoru

$$\sigma_z = \sqrt{(\sigma_g + \sigma_r)^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_{go} \quad (9.16)$$

Podstawą do obliczenia średnic wału z warunków wytrzymałościowych jest prawidłowe obliczenie momentów zastępczych w poszczególnych przekrojach. Obliczenia te wykonuje się metodą rachunkową lub metodą półwykreślną. Tok projektowania wału przy zastosowaniu obu metod podano w poniższym przykładzie.

PRZYKŁAD 9.2. Zaprojektować wał maszynowy wg schematu przedstawionego na rys. 9.7 a, b.

Wał jest napędzany przez koło pasowe o średnicy $D_1 = 300$ mm, a odbiór mocy z wału następuje przez koła zębate $D_2 = 120$ mm i $D_3 = 100$ mm. Moc napędowa (na kole D_1) wynosi $P_1 = 25$ kW i jest przekazywana na inne wały przez koło D_2 ($P_2 = 15$ kW) i koło D_3 ($P_3 = 10$ kW); prędkość obrotowa wału wynosi $n = 1400$ obr/min. Ramiona sił tworzą z dodatnim kierunkiem osi x następujące kąty: $\alpha_1 = 50^\circ$, $\alpha_2 = 0^\circ$, $\alpha_3 = 330^\circ$. Rozstawienie kół i łożysk — według schematu a. Przewidywana praca przy częstych zmianach prędkości obrotowej i kierunku obrotów. Materiał wału: stal 20 (nawęglona i hartowana).



Rys. 9.7. Obliczanie wału metodą półwykreśliną (do przykładu 9.2)

Rozwiązanie 1 — metodą rachunkową

Wyznaczamy wartości momentów skręcających (wzór 9.2):

$$M_{s1} = 9550 \cdot \frac{P_t}{n} = 9550 \cdot \frac{25}{1400} \approx 170,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s2} = 9550 \cdot \frac{15}{1400} \approx 102,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s3} = 9550 \cdot \frac{10}{1400} \approx 68,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Suma momentów skręcających (napędzającego i odbieranych) jest równa zeru

$M_{s1} + M_{s2} + M_{s3} = 0$, stąd przyjmujemy $M_{s2} + M_{s3} = -M_{s1}$.

Wg wzoru 9.1 obliczamy wartości sił

$$F_1 = \frac{2(+M_{s1})}{D_1} = \frac{2(-170,5)}{0,30} \approx -1137 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2 M_{s2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 102,3}{0,12} = 1705 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{2 M_{s3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 68,2}{0,1} = 1364 \text{ N}$$

Obliczamy składowe obu sił:

a) pionowe (równoległe do osi y)

$$F_{1y} = -F_1 \cdot \cos 50^\circ = -1137 \cdot 0,6428 \approx -731 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos 0^\circ = 1705 \cdot 1 = 1705 \text{ N}$$

$$F_{3y} = F_3 \cdot \cos 330^\circ = 1364 \cdot 0,8660 \approx 1181 \text{ N}$$

b) poziome (równoległe do osi x)

$$F_{1x} = -F_1 \cdot \sin 50^\circ = -1137 \cdot 0,7660 \approx -871 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin 0^\circ = 0$$

$$F_{3x} = F_3 \cdot \sin 330^\circ = 1364 \cdot (-0,5) = -682 \text{ N}$$

Na podstawie warunków równowagi ($\Sigma M = 0$) obliczamy składowe reakcji podpór

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-F_{1y} \cdot 70 - R_{Ay} \cdot 55 + F_{2y} \cdot 35 + F_{3y} \cdot 15 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{1y} \cdot 70 + F_{2y} \cdot 35 + F_{3y} \cdot 15}{55} = \frac{-731 \cdot 70 + 1705 \cdot 35 + 1181 \cdot 15}{55} \approx 477 \text{ N}$$

i podobnie: $R_{By} = 1678 \text{ N}$, $R_{Ax} = 1295 \text{ N}$, $R_{Bx} = 258 \text{ N}$

Znaki + przy obliczonych wartościach składowych reakcji oznaczają, że ich zwroty na schematach c i f są założone prawidłowo.

Obliczamy wartości reakcji:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1295^2 + 477^2} \approx 1380 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{258^2 + 1678^2} \approx 1698 \text{ N}$$

Wartość reakcji określa siłę poprzeczną obciążającą łożyska. Obliczanie momentów zginających w poszczególnych przekrojach wykonujemy wg definicji znanej z mechaniki technicznej: „moment zginający w dowolnym przekroju

belki (wału) równa się algebraicznej sumie momentów wszystkich sił, działających po jednej stronie rozpatrywanego przekroju...". Stąd

$$\begin{aligned} M_{\theta 1y} &= 0, & M_{\theta 1x} &= 0, \\ M_{\theta Ay} &= 110 \text{ N} \cdot \text{m}, & M_{\theta Ax} &= 131 \text{ N} \cdot \text{m}, \\ M_{\theta 2y} &= 351 \text{ N} \cdot \text{m}, & M_{\theta 2x} &= 46 \text{ N} \cdot \text{m}, \\ M_{\theta 3y} &= 252 \text{ N} \cdot \text{m}, & M_{\theta 3x} &= -39 \text{ N} \cdot \text{m}, \\ M_{\theta By} &= 0, & M_{\theta Bx} &= 0. \end{aligned}$$

Wyznaczamy wartości momentów zginających wypadkowych

$$M_{\theta A} = \sqrt{M_{\theta Ax}^2 + M_{\theta Ay}^2} = \sqrt{131^2 + 110^2} \approx 171 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{oraz: } M_{\theta 2} = 354 \text{ N} \cdot \text{m}, M_{\theta 3} = 255 \text{ N} \cdot \text{m}, M_{\theta 1} = M_{\theta B} = 0.$$

Dla obliczenia momentów zastępczych M'_z wyznaczamy wartość momentu skręcającego z uwzględnieniem współczynnika (tzw. momentu zredukowanego). Z tabl. 1.4 — $k_{\theta o} = 70 \text{ MPa}$, $k_{s o} = 40 \text{ MPa}$, stąd

$$\alpha = \frac{k_{\theta o}}{k_{s o}} = \frac{70}{40} = 1,75$$

$$M'_{s1} = \frac{\alpha \cdot M_{s1}}{2} = \frac{1,75 \cdot 170,5}{2} \approx 150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M'_{s2} = \frac{\alpha \cdot M_{s2}}{2} = \frac{1,75 \cdot 102,3}{2} \approx 90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M'_{s3} = \frac{\alpha \cdot M_{s3}}{2} = \frac{1,75 \cdot 68,2}{2} \approx 60 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Następnie

$$M_{z1} = M'_{s1} = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zA} = \sqrt{M_{\theta A}^2 + M_{z1}^2} = \sqrt{171^2 + 150^2} \approx 227 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{z2} = \sqrt{M_{\theta 2}^2 + M_{z1}^2} = \sqrt{354^2 + 150^2} \approx 384 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{z3} = \sqrt{M_{\theta 3}^2 + M_{z3}^2} = \sqrt{255^2 + 60^2} \approx 262 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zB} = 0$$

Obliczamy średnice czopów wału pod koła i łożyska

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{z1}}{k_{\theta o}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 150}{70}} \approx 2,78 \text{ cm}$$

$$\text{oraz: } d_A \geq 3,19 \text{ cm}, d_2 \geq 3,80 \text{ cm}, d_3 \geq 3,35 \text{ cm}$$

Przyjmujemy średnice normalne: $d_1 = 30 \text{ mm}$, $d_A = 34 \text{ mm}$, $d_2 = 40 \text{ mm}$, $d_3 = 36 \text{ mm}$ i ustalamy kształty wału (rys. 9.8).

Rozwiązanie 2 — metodą półwykreślną

Wartości M_s , M'_s , F_x i F_y obliczamy metodą rachunkową.

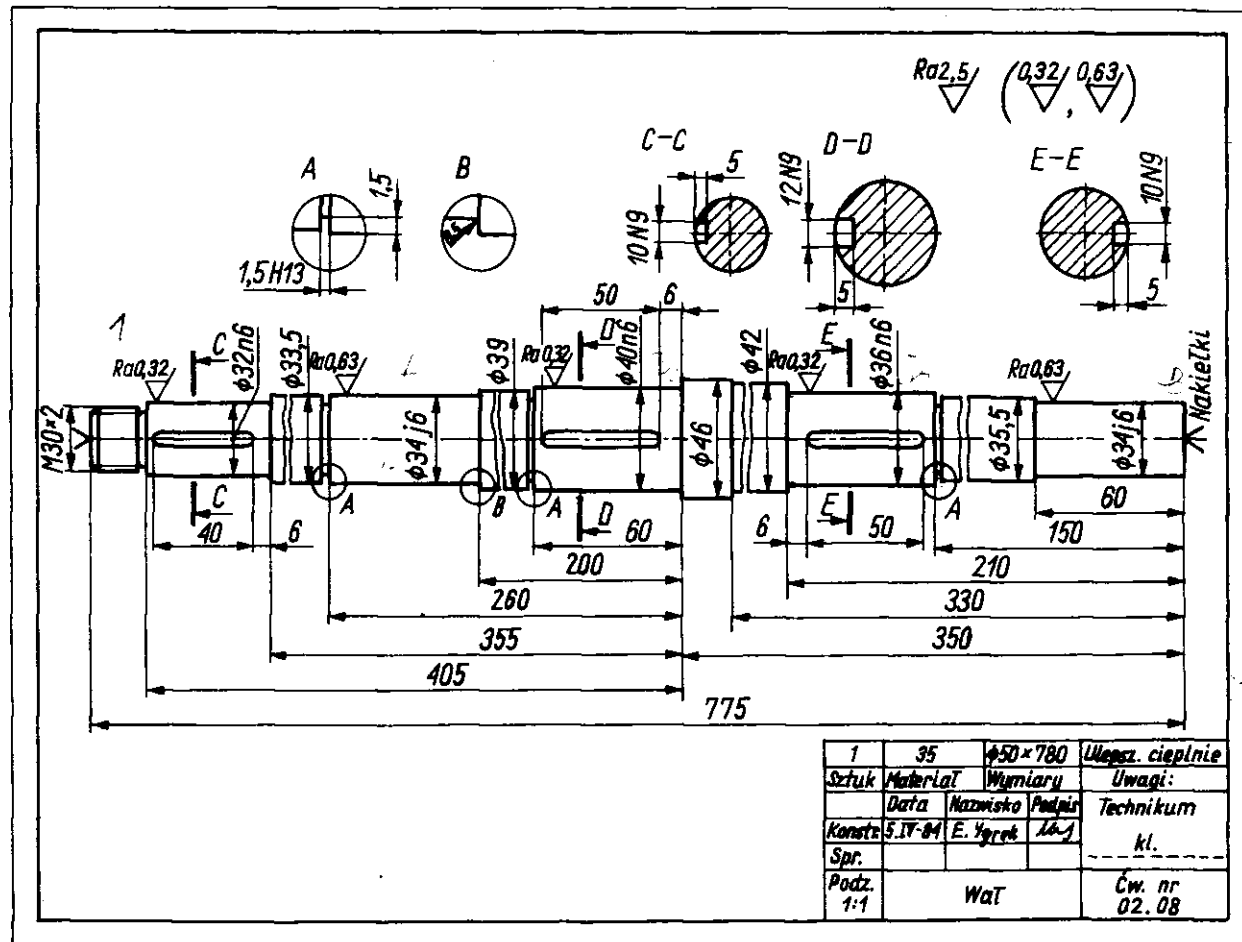
Przyjmujemy podziałki rysunkowe zapewniające czytelność wykresów. W tym przykładzie przyjęto podziałkę długości: $\kappa_l = 10$, podziałkę sił $\kappa_F = 500 \frac{\text{N}}{\text{cm}}$ oraz

odległość biegunową $H = 3 \text{ cm} = 0,03 \text{ m}$.

Obliczamy podziałkę momentów.

$$\kappa_M = \kappa_l \cdot \kappa_F \cdot H = 10 \cdot 500 \cdot 0,03 = 150$$

$$[\kappa_M] = 1 \cdot \frac{\text{N}}{\text{cm}} \cdot \text{m} = 1 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{cm}}$$



Rys. 9.8. Wał dwupodporowy (do przykładu 9.2)

Wyprowadzona wartość liczbową oraz jej jednostka oznacza, że w tym przykładzie rzędna na wykresie równa 1 cm odpowiada momentowi (M_g , M_s , M_z) równemu 150 N·m.

Rysujemy wieloboki sił (schematy *d*, *g* na rys. 9.7) oraz sporządzamy wykresy M_{gy} i M_{gz} (wieloboki sznurowe — schematy *e*, *h*) — przenosząc odpowiednio promienie $l \div 4$ i $l \div 3$. Proste *z*, zamykające wieloboki sznurowe, przenosimy na wieloboki sił i wyznaczamy składowe reakcje.

Według zasady podanej na schemacie sporządzamy wykres M_g (schemat *i*). Obliczono rachunkowo wartości M'_g przeliczamy na wartości rysunkowe

$$(M'_{g1}) = \frac{M_{g1}}{\kappa_M} = \frac{150}{150} = 1 \text{ cm}$$

$$(M'_{g2}) = \frac{90}{150} = 0,6 \text{ cm}$$

$$(M'_{g3}) = \frac{6}{150} = 0,4 \text{ cm}$$

Sporządzamy wykres M'_g (schemat *j*) i na podstawie wzoru 9.13 sumujemy geometrycznie momenty zginające (schemat *i*) oraz skręcające (schemat *j*), otrzymując wykres momentów zastępczych M_z (schemat *k*).

Otrzymane wartości rysunkowe M_z przeliczamy na wartości liczbowe, np.

$$M_{z1} = \kappa_M(M'_{z1}) = 150 \cdot 1 = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

oraz obliczamy średnice wału.

Wskazane jest obliczenie średnic również w przekrojach dodatkowych (np. w punktach 4 ÷ 8). Obliczone wartości średnic nanosimy na schemat *l* (przyjmując podziałkę średnic $\kappa_d = 1:2$), otrzymując teoretyczny kształt wału; na jego podstawie wyznaczamy kształt wału schodkowego i ostatecznie projektujemy wał (rys. 9.8).

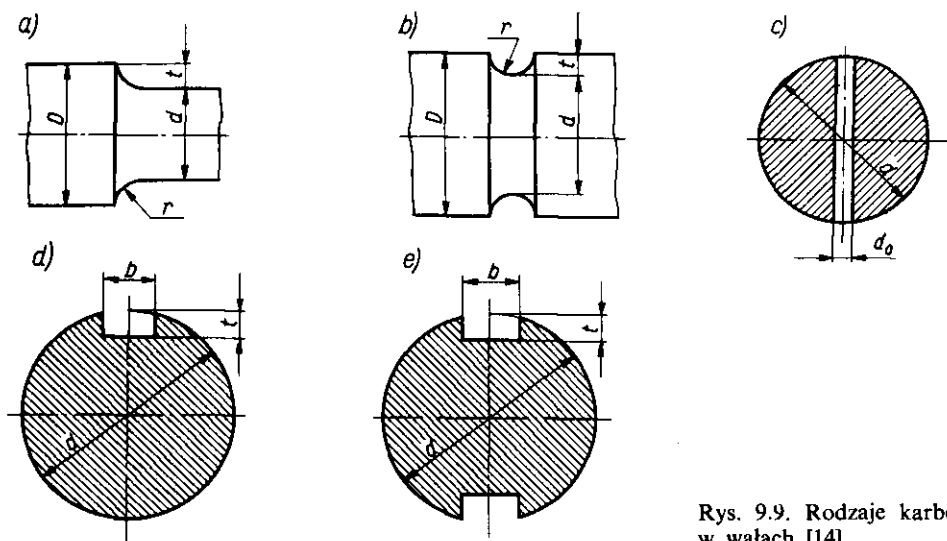
Metoda półwykreślna jest nieco mniej dokładna (w granicach niedokładności rysunkowych), natomiast jej zaletą jest przejrzysty układ obciążenia wału oraz mniejsza pracochłonność obliczeń.

9.4. Wytrzymałość zmęczeniowa osi i wałów

W obliczeniach wałów według wzoru 9.14 uwzględnia się wytrzymałość zmęczeniową w sposób przybliżony, przyjmując z tablic wartość naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach obustronnie zmiennych (k_{go}), wyznaczoną z zależności: $k_{go} = Z_{go}/x_z$. Dla wałów stalowych wartość współczynnika bezpieczeństwa przyjmuje się najczęściej w granicach $x_z = 3,5 \div 4$.

Dla wałów pracujących w ciężkich warunkach są wymagane dokładniejsze obliczenia, uwzględniające szczegółowe wymiary wału oraz wpływ spiętrzenia naprężeń w miejscach karbów. Należy wówczas uwzględniać kształt i wielkość karbu (rys. 9.9), stan powierzchni (chropowatość), wrażliwość materiału na działanie karbu, twardość powierzchni, zależną m.in. od zastosowanej obróbki cieplnej lub cieplno-chemicznej, oraz inne czynniki decydujące o wytrzymałości zmęczeniowej.

Ustalenie wpływu większości podanych czynników na wytrzymałość zmę-



Rys. 9.9. Rodzaje karbów w wałach [14]

czeniową jest możliwe dopiero po zaprojektowaniu wału, tzn. po ustaleniu jego kształtów, wymiarów, chropowości powierzchni itp.

Ponieważ wały są narażone jednocześnie na zginanie i na skręcanie, obliczanie ich wymiarów z uwzględnieniem dokładniejszych obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej powinno być wykonane w następujący sposób:

1. Obliczenie wału (wg przykładu 9.2).
2. Zaprojektowanie wymiarów wału zgodnie z obliczeniami wytrzymałościowymi, z uwzględnieniem wymagań technologiczno-konstrukcyjnych.
3. Sprawdzenie wartości naprężeń zginających σ_g i skręcających τ_s w przekrojach najbardziej obciążonych i osłabionych karbami. Do obliczania naprężeń w przekrojach osłabionych rowkami wpustowymi (rys. 9.9d,e) należy przyjąć zmniejszone wartości wskaźników wytrzymałości przekroju W_1 :

przy jednym rowku $W_{x1} = W_x - a$ oraz $W_{o1} = W_o - a$,

przy dwóch rowkach $W_{x1} = W_x - 2a$ oraz $W_{o1} = W_o - 2a$.

gdzie $a = \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$ (b , t — szerokość i głębokość rowka).

4. Obliczenie współczynników bezpieczeństwa — osobno dla zginania i dla skręcania

$$x_{zg} = \frac{Z_{go}}{\sigma_g}; \quad x_{zs} = \frac{Z_{so} \text{ (lub } Z_{sj})}{\tau_s} \quad (9.17)$$

5. Obliczenie współczynników β i ε — wg treści rozdziału 1.5 w podręczniku — oraz ustalenie rzeczywistych współczynników bezpieczeństwa

$$\delta_g = \frac{x_{zg} \cdot \varepsilon}{\beta_g} \text{ oraz } \delta_s = \frac{x_{zs} \cdot \varepsilon}{\beta_s} \quad (9.18)$$

gdzie: β_θ , β_s — współczynniki spiętrzenia naprężeń przy zginaniu i skręcaniu,

ε — współczynnik wielkości przedmiotu.

6. Obliczenie ogólnego współczynnika bezpieczeństwa wg wzoru

$$\delta = \frac{\delta_\theta \cdot \delta_s}{\sqrt{\delta_\theta^2 + \delta_s^2}} \quad (9.19)$$

W dokładnych obliczeniach wytrzymałości zmęczeniowej wału wartość $\delta = 1,4 \div 2,0$ uznawana jest za wartość wystarczającą do zapewnienia bezpiecznej konstrukcji. Jeżeli w wyniku obliczeń otrzyma się dla określonego przekroju $\delta < 1,4$, należy powiększyć średnicę wału, zmniejszyć karb itd. Otrzymanie $\delta \gg 2$ oznacza, że kształt wału w danym przekroju jest zaprojektowany ze zbyt dużym współczynnikiem bezpieczeństwa i w miarę możliwości należy zmniejszyć jego średnicę.

9.5. Sztywność osi i wałów

Ustalenie wymiarów wału (osi) z warunków wytrzymałościowych nie zapewnia jego sztywności, ponieważ założone naprężenia dopuszczalne (k_{go} , k_{sj}) dopuszczają ugięcie lub skręcenie wału w granicach odkształceń sprężystych. W wielu konstrukcjach prawidłowa praca urządzenia lub maszyny wymaga ograniczenia tych odkształceń do niezbędnego minimum i wówczas konieczne jest sprawdzenie sztywności wału lub osi.

Sztywność giętna. Ugięcie wału następuje pod wpływem obciążenia go siłami pochodzącymi od ciężaru elementów osadzonych na wale, od naciągu pasów, od sił międzyzębnych itp. Miarą odkształcenia giętnego jest wartość strzałki ugięcia f i kąta ugięcia β , wyznaczanego w punktach podparcia wału (łożyskach). W najprostszym przypadku osi ruchomej, obciążonej jednym kołem umieszczonym pośrodku jej długości (rys. 9.10a), strzałkę ugięcia oblicza się z wzoru

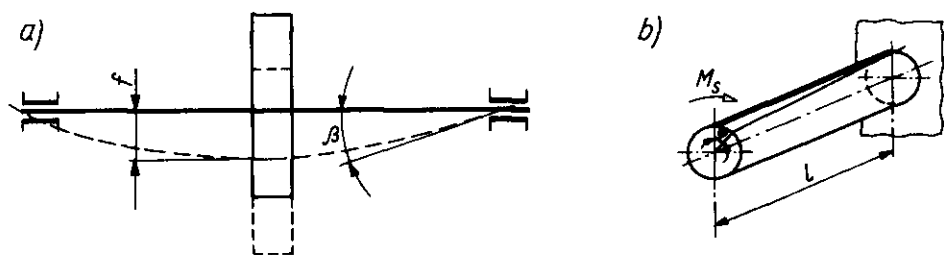
$$f = \frac{F \cdot l^3}{48E \cdot J_x} \quad (9.20)$$

a kąt ugięcia

$$\beta = \frac{F \cdot l^2}{16E \cdot J_x} \text{ w rad} \quad (9.21)$$

Przy bardziej złożonych obciążeniach (np. przy większej liczbie sił działających na wał) obliczanie wartości strzałki ugięcia f oraz kąta ugięcia β jest bardzo złożone i wymaga żmudnych rachunków lub ustalania tych wartości doświadczalnie.

Wartości dopuszczalnych ugięć wałów są ustalane doświadczalnie dla różnych maszyn i urządzeń. Na ogół przyjmuje się, że wartość strzałki



Rys. 9.10. Odształcenia wału: a) ugięcie, b) skręcenie [wg 2]

ugięcia nie powinna przekraczać wartości $f_{dop} = (0,0002 \div 0,0003)l$; dla wałków przekładni zębatych w obrabiarkach: $f_{dop} = (0,005 \div 0,01)m$, gdzie m — moduł koła zębatego. Dopuszczalny kąt ugięcia β (kąt przekosu) przyjmuje się w granicach od 0,0003 rad dla łożysk ślizgowych do 0,05 rad dla łożysk wahlowych (ślizgowych lub tocznych).

Sztywność skrętna. Skręcenie wału w ramach odkształceń sprężystych może powodować nieprawidłową pracę niektórych maszyn, a zwłaszcza urządzeń podziałowych. We wszystkich przypadkach, w których odkształcenia skrętne mogą powodować np. zaklinowanie części ruchomych w prowadnicach, niesynchroniczny ruch, błędy wskazań przyrządów itp. — sprawdza się wartość kąta skręcenia wału. Dla okrągłego, gładkiego (lub prawie gładkiego) wału kąt skręcenia φ (rys. 9.10b) oblicza się z wzoru

$$\varphi = \frac{M_s \cdot l}{G \cdot J_o} \text{ rad lub } \varphi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_s \cdot l}{G \cdot J_o} \text{ (stopni kątowych)} \quad (9.22)$$

Jeżeli wał jest schodkowy, wówczas kąt skręcenia oblicza się osobno dla każdego odcinka, a kąt skręcenia całego wału jest sumą kątów wyznaczonych dla poszczególnych odcinków.

Wartość dopuszczalnego kąta skręcenia φ_{dop} zależy od funkcji wału w maszynie. Dla wałów maszynowych najczęściej przyjmuje się $\varphi \leq 0,25^\circ$, tj. $\varphi \leq 0,0044$ rad na 1 m długości wału. W przypadku wałków skrętnych, służących m.in. do łagodzenia nierównomierności momentu obrotowego, dopuszcza się $\varphi \leq 11^\circ$ i więcej (np. dla wałka w sprzęgle Cardana, półosi samochodowych itp.).

Drgania wału i prędkość obrotowa krytyczna. Ugięcie lub skręcenie wału powoduje, że w czasie jego pracy powstają drgania, które mogą doprowadzić nawet do pęknięcia wału. Rozróżnia się drgania własne i drgania wymuszone. Częstota drgań własnych zależy od rozmieszczenia mas na wale, rodzaju podparcia wału i jego własności sprężystych. Drgania wymuszone są wynikiem działania sił zewnętrznych okresowo zmiennych wymuszających drgania lub np. skutkiem osadzenia koła, którego środek ciężkości nie pokrywa się z osią wałka. Podczas pracy wałów maszyn szybkobieżnych zachodzi niebezpieczeństwo rezonansu mechanicznego, występujące wówczas, gdy częstota drgań wymuszonych jest równa częstocie drgań własnych. Zja-

wisko rezonansu występuje przy określonej prędkości obrotowej (tzw. prędkości krytycznej), którą wyznacza się z przybliżonej zależności

$$n_{kr} \approx 30 \sqrt{\frac{1}{f}} \frac{\text{obr}}{\text{min}} \quad (9.23)$$

w której wartość strzałki ugięcia f jest wyrażona w metrach.

Dla zapobiegania uszkodzeniom wałów szybkoobrotowych wały i części na nich osadzone powinny być wyważone statycznie i dynamicznie, a prędkość obrotowa wału powinna się różnić znacznie od prędkości krytycznej (co najmniej o 20%).

Jeśli wał ma pracować z prędkością ponadkrytyczną, należy zapewnić szybkie przejście przez prędkość krytyczną lub stosować specjalne tłumiki drgań.

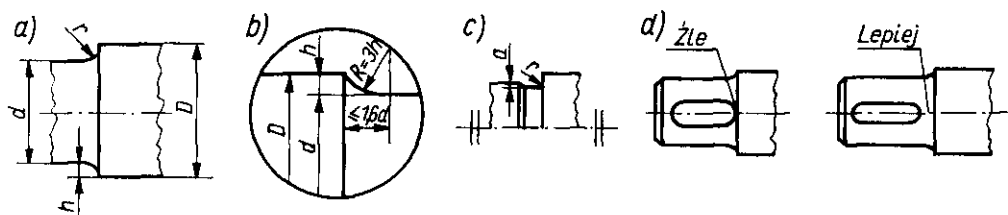
9.6. Zasady konstruowania osi i wałów

Ustalenie ostatecznego kształtu projektowanego wału (osi) wymaga spełnienia następujących zaleceń:

1. We wszystkich przekrojach wału musi być zapewniona wymagana wytrzymałość; w przypadku wałów kształtowych (schodkowych) zaleca się więc unikanie karbów, powodujących m.in. niekorzystne spiętrzenie naprężeń.
2. Kształt wału musi zapewniać żądane ustalenie części osadzanych na wale (np. przez stosowanie odsadzeń zabezpieczających przed przesunięciem wzdłużnym części).
3. Konstrukcja wału musi być dostosowana do warunków montażu i demontażu wału oraz osadzonych na nim części.
4. Kształt wału powinien być możliwie najprostszy w celu zapewnienia łatwości wykonania oraz możliwie niskich kosztów produkcji.

Zalecenia często są sprzeczne ze sobą, dlatego w każdym przypadku należy dążyć do uzyskania możliwie optymalnego rozwiązania.

Zabezpieczenie części przed przesunięciem wzdłużnym wymaga stosowania powierzchni oporowych (rys. 9.11a), służących również do przejmowania sił wzdłużnych. Dla złagodzenia wpływu karbu zaleca się przyjmować $0,5h < r \leq h$. Gdy odsadzenie h nie tworzy powierzchni oporowej, zaleca się, aby $h \leq 0,1d$ (tzn. $D/d \leq 1,2$) oraz daje się możliwie duży promień przejścia



Rys. 9.11. Stopniowanie średnic wału i łagodzenie karbu [3, 4]

R (rys. 9.11b) lub stosuje się przejścia stożkowe; przejście promieniem R na długości ok. $1,2d$ prawie całkowicie zapobiega spiętrzeniu naprężeń.

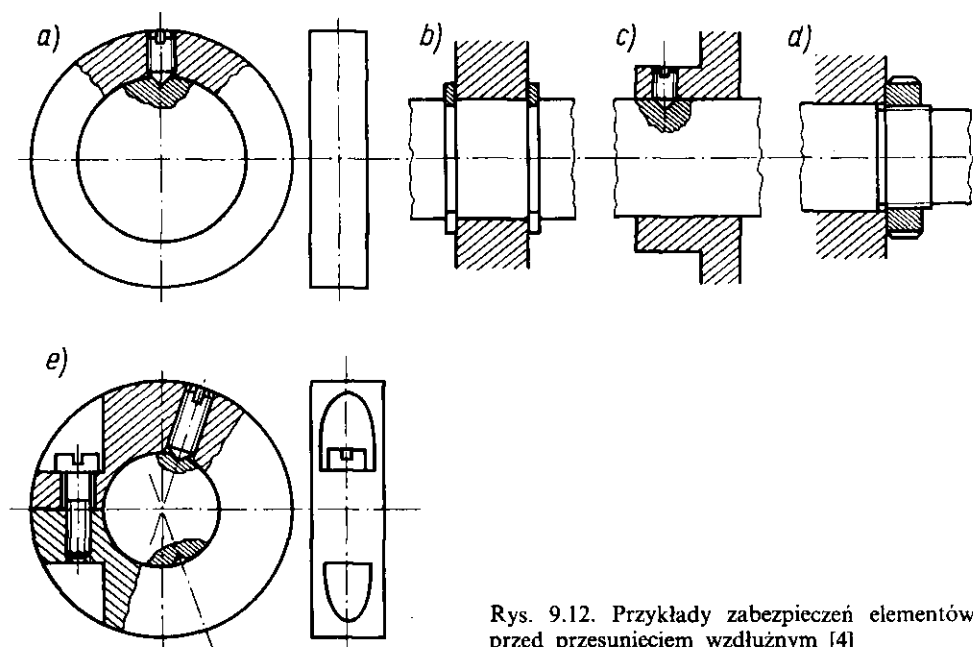
Czopy szlifowane wykonuje się często z rowkiem uskokowym o głębokości $a = 0,3 \div 0,6$ mm (rys. 9.11c), co ułatwia wybieg tarczy szlifierskiej, ale powoduje osłabienie wału; przy stosowaniu uskołu (podtoczenia) można przyjmować nieco większy promień r , niż zwykle stosowany przy powierzchniach oporowych. Podobne rozwiązanie wykonuje się jako wyjście dla gwintu (gdy element osadzony jest na większej średnicy i dociskany nakrętką — np. wg rys. 9.12d). Projektując rozmieszczenie rowków pod wpusty należy je odsunąć o kilka mm od powierzchni oporowej (rys. 9.11d), aby uniknąć nakładania się działania dwóch karbów.

Do ustalenia części na czopach najczęściej wykorzystuje się z jednej strony powierzchnie oporowe, z drugiej zaś — zależnie od wymagań konstrukcyjnych — pierścienie osadcze lub sprężynujące, nakrętki, pierścienie dzielone skręcane, docisk wkrętem (rys. 9.12a÷e) itp.

Dobór tolerancji dla czopów wału uzależnia się od warunków współpracy z częściami osadzonymi na wale — przewidzianych w założeniach konstrukcyjnych — oraz od przyjętych pasowań. Ogólnie należy pamiętać, że:

- przy pasowaniach ciasnych wybór klasy dokładności zależy m.in. odżądanego wcisku skutecznego;
- przy pasowaniach luźnych zastosowanie dokładniejszej klasy dokładności (o mniejszej tolerancji) powoduje polepszenie środkowania części osadzonych na czopach wału.

Czopy wałów i osi powinny być wykonywane z niewielką chropowatością



Rys. 9.12. Przykłady zabezpieczeń elementów przed przesunięciem wzdłużnym [4]

(dużą gładkością), zależną m.in. od warunków współpracy z osadzonymi na nich częściami. Dla powierzchni swobodnych mała chropowatość nie jest w zasadzie wymagana, jednak często również te powierzchnie wykonuje się dość gładkie, gdyż polepsza to wytrzymałość zmęczeniową wału przy obciążeniach zmiennych.

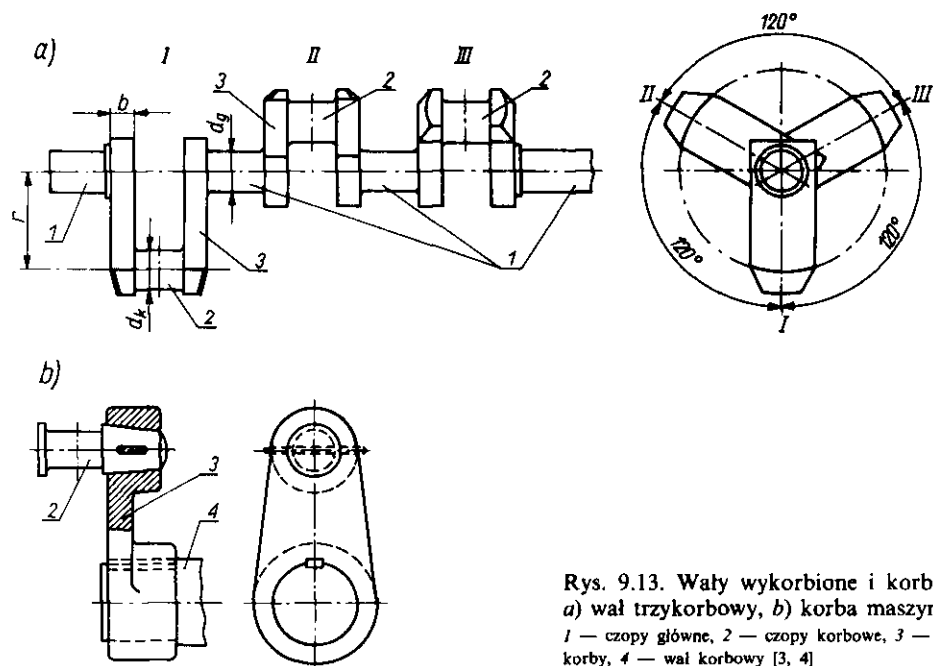
Projektując kształty wałów (czopów, odsadzeń) należy pamiętać, że większość elementów stosowanych w konstrukcjach maszyn stanowią części znormalizowane i wówczas kształty i wymiary wału są dobierane do wymiarów tych elementów.

Należy także zwracać uwagę na to, że w niektórych przypadkach względy konstrukcyjne będą decydować o zastosowaniu większych średnic wału, niż to wynika z obliczeń wytrzymałościowych.

9.7. Wały wykorbione i wały giętkie

Wały wykorbione (rys. 9.2*d* i 9.13) służą do zmiany ruchu postępowo-zwrotnego na ruch obrotowy i odwrotnie; stanowią one podstawowy element silników tłokowych (np. spalinowych), pomp i sprężarek, niektórych rodzajów pras i in.

W wale wykorbionym wyróżnia się (rys. 9.13*a*): czopy główne *I* — ułożyskowane w kadłubie maszyny, czopy korbowe *2* — na których są zaczepione korbowody, oraz ramiona korb *3*, łączące czopy główne z korbowymi. Walem wykorbionym nazywa się wał, w którym korby są osadzone



Rys. 9.13. Wały wykorbione i korbowe:
a) wał trzykorbowy, b) korba maszynowa
I — czopy główne, *2* — czopy korbowe, *3* — ramie
korby, *4* — wał korbowy [3, 4]

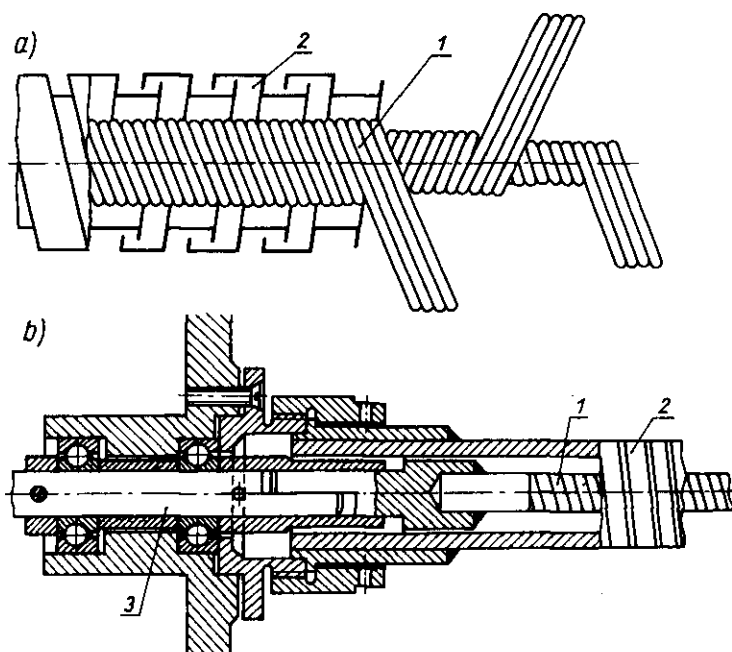
między łożyskami. Wały, w których korba jest osadzona poza łożyskami, nazywa się wałami k o r b o w y m i (rys. 9.13b); w budowie silników spaliny-
wych nazwa ta jest nadawana zazwyczaj wałom wykorbionym.

Wały wykorbione wykonuje się jako jednolite (kute lub odlewane) oraz jako składane. Konstrukcja wału wykorbionego zależy od jego wymiarów oraz od rodzaju łożyskowania (np. przy łożyskach tocznych wał musi być składany ze względów montażowych). Liczba czopów korbowych (2, 3, 4 itd.) zależy od przeznaczenia wału.

Konstrukcja wałów wykorbionych i elementów współpracujących (np. korbowodów) jest omawiana w przedmiocie „maszynoznawstwo” lub w przedmiotach specjalistycznych.

Wały giętkie. Budowę wału giętkiego przedstawiono na rys. 9.14a. Jest to wał wykonany z kilku warstw cienkiego drutu, nawiniętych kolejno prawoi-
i lewoskrętnie, umieszczony w osłonie z taśmy stalowej profilowanej. Kierunek nawinięcia warstwy zewnętrznej jest przeciwny do kierunku ruchu obrotowego, co powoduje ściskanie warstw wewnętrznych wału w czasie pracy. Osłona jest uszczelniona sznurem bawełnianym i stanowi zabezpieczenie przed wyciekaniem smaru, zanieczyszczeniem wału oraz zwiększa bezpieczeństwo obsługi. Sposób łączenia wału giętkiego z wałem napędzającym podano na rys. 9.14b.

Wały giętkie służą do przenoszenia napędu w urządzeniach, w których element napędzany zmienia często swoje położenie (np. w szlifierkach ręcz-
nych), do napędu prędkościomierzy itp. Dobór wałów giętkich przeprowadza się wg katalogów wytwórców.



Rys. 9.14. Wał gięt-
ki: a) budowa wału,
b) połączenie wału
napędzającego z wa-
łem giętym
1 - wał giętki, 2 - osłona,
3 - wał napędzający [2]

10. Łożyska

10.1. Wiadomości ogólne o łożyskach

W celu zapewnienia prawidłowej pracy elementów maszyn poruszających się ruchem obrotowym (osi, wałów oraz części maszyn na nich osadzonych) powinno być zachowane stałe położenie osi obrotu wałów względem nieruchomej podstawy (np. korpusu obrabiarki).

Zadanie to spełniają łożyska, a ustalanie położenia osi i wałów względem korpusów maszyn i urządzeń nazywa się **łożyskowaniem**.

Łożyska są obciążone siłami wynikającymi z ciężaru wałów i osadzonych na nich elementów (kół zębatych i pasowych, sprzęgieł itd.) oraz siłami pochodzącymi od obciążenia wałów i osi (rys. 9.4). Łożyska wywierają na wał reakcje równe co do wartości siłom obciążającym łożysko i przeciwnie zwrócone (podobnie jak reakcje podpór w belkach).

Aby łożyska spełniały podane zadania, tzn. zapewniały ruch obrotowy wału i utrzymanie stałego położenia jego osi obrotu oraz przenosiły obciążenia, powinny się one charakteryzować małymi oporami ruchu, stabilną pracą, niezawodnością działania oraz odpornością na zużycie, czyli dużą trwałością. Powinny też spełniać określone wymagania technologiczno-konstrukcyjne.

Łożyska dzieli się na ślizgowe i toczne. W **łożyskach ślizgowych** powierzchnia czopa wału ślizga się po powierzchni panewki (części łożyska współpracującej z czopem) lub bezpośrednio po powierzchni otworu łożyska, zatem w czasie pracy występuje tarcie ślizgowe. W **łożyskach tocznych** między współpracującymi powierzchniami pierścieni łożyska są umieszczone elementy toczne (np. kulki) i wówczas zamiast tarcia ślizgowego występuje tarcie toczne. Poniżej podane przykłady stosowania obu rodzajów łożysk określają pośrednio również ich zalety i wady.

Łożyska ślizgowe na ogół stosuje się:

- przy przenoszeniu bardzo dużych obciążeń (nawet do kilku MN — w przypadku łożysk o średnicy powyżej 1 m), a także przy obciążeniach udarowych,
- gdy konieczne jest, aby łożyska tłumili drgania wału,
- przy dużych prędkościach obrotowych i możliwości uzyskania tarcia płynnego,
- w razie konieczności stosowania łożysk (lub panwi) dzielonych,

- gdy wymagana jest cichobieżność łożyska,
- gdy osiągnięcie bardzo dużej dokładności montażu (koniecznej przy łożyskach tocznych) jest utrudnione,
- w drobnych konstrukcjach o bardzo małych obciążeniach (m.in. w urządzeniach mechaniki precyzyjnej).

Łożyska t o c z n e najczęściej są stosowane:

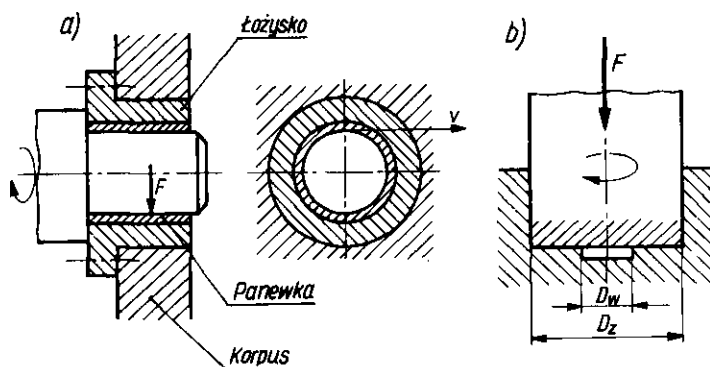
- gdy zależy nam na uzyskaniu bardzo małych oporów ruchu w czasie pracy, a zwłaszcza podczas rozruchu,
- przy zmiennych prędkościach obrotowych wału (ponieważ współczynnik tarcia łożysk tocznych w bardzo małym stopniu zależy od prędkości obrotowej),
- przy dużych i bardzo dużych prędkościach obrotowych,
- przy częstszym zatrzymywaniu i uruchamianiu maszyny (gdyż w takich warunkach pracy łożyska ślizgowe zbyt szybko ulegają zużyciu),
- gdy wymagana jest duża niezawodność pracy i duża trwałość łożyska,
- gdy ze względu na wymiary korpusu maszyny konieczne jest stosowanie łożysk o małych wymiarach wzdłużnych.

Wybór rodzaju łożysk (ślizgowych lub tocznych) może być uzależniony również od szeregu innych czynników: od warunków pracy, konstrukcji wału, od sposobu smarowania (zależnego m.in. od możliwości doprowadzenia smaru do łożyska), od względów technologicznych związanych z naprawą i wymianą łożysk itd.

10.2. Łożyska ślizgowe

Klasyfikacja i charakterystyka łożysk ślizgowych. W zależności od kierunku obciążeń, działających na łożysko, istnieją łożyska ślizgowe:

- poprzeczne, przeznaczone do przejmowania obciążeń prostopadłych do osi obrotu wału (rys. 10.1a),
- wzdłużne, obciążone siłami działającymi zgodnie z kierunkiem osi obrotu wału (rys. 10.1b),



Rys. 10.1. Schematy łożysk ślizgowych:

a) poprzecznego,
b) wzdłużnego

v – liniowa prędkość poślizgu czopa względem panewki (w pracującym łożysku ślizgowym)

- poprzeczno-wzdłużne, przeznaczone do przejmowania obciążeń zarówno prostopadłych, jak i zgodnych z kierunkiem osi obrotu.

W celu zmniejszenia oporów ruchu pomiędzy powierzchniami ślizgowymi panwi i czopa powinna być wytworzona warstwa nośna **smaru** lub **gazu** (najczęściej powietrza).

W zależności od sposobu podawania smaru rozróżnia się łożyska:

- **hydrostatyczne** (aerostatyczne), w których warstwa nośna smaru (gazu) jest podawana pod ciśnieniem,
- **hydrodynamiczne** (aerodynamiczne), w których warstwa nośna smaru (gazu) powstaje na skutek ruchu obrotowego czopa względem panwi i wzajemnego poślizgu między ich powierzchniami ślizgowymi.

Smarowanie łożysk ślizgowych powietrzem stosuje się w urządzeniach o niewielkiej nośności, ale o bardzo dużych prędkościach obrotowych — od 40 000 do 360 000 obr/min, np. w mikroturbinach wrzecion szlifierskich, wiertarkach dentystycznych i chirurgicznych.

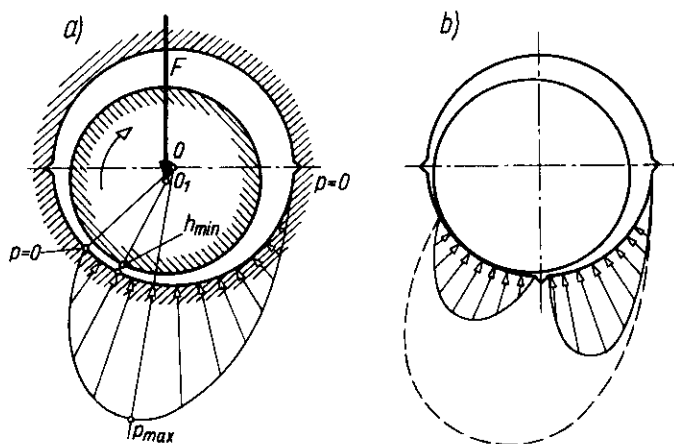
Tarcie w łożyskach ślizgowych. Tarcie ślizgowe, występujące pomiędzy panwią łożyska a czopem wału, zależy od materiałów współpracujących elementów, od stanu (chropowatości) ich powierzchni, od rodzaju smarowania oraz od sił nacisku (jest do nich proporcjonalne). Ciepło wydzielające się podczas tarcia może spowodować nagrzanie się łożyska do zbyt wysokiej temperatury i szybkie jego zużycie, dlatego należy dążyć do osiągnięcia możliwie małego tarcia.

Rozróżnia się tarcie:

- **suche**, przy którym współpracujące powierzchnie nie są smarowane,
- **płynne**, gdy między powierzchniami czopa i panwi stale występuje warstewka smaru,
- **mieszane**, przy którym powierzchnie współpracujące częściowo stykają się (głównie na wierzchołkach nierówności), na pozostałym zaś obszarze są rozdzielone warstewką smaru.

W łożyskach ślizgowych dąży się zawsze do uzyskania tarcia płynnego, ale w praktyce najczęściej występuje tarcie mieszane. Praca łożysk ślizgowych w warunkach tarcia suchego (bez smarowania) nie jest stosowana. Uzyskanie tarcia płynnego jest możliwe przy zapewnieniu takich warunków pracy, aby smar stale znajdował się w szczelinie między czopem i panewką. Warunek ten jest spełniony, gdy ciśnienie smaru w szczelinie jest większe niż naciski jednostkowe czopa na panewkę. Pożądane jest również, aby pracująca część panwi była pozbawiona rowków smarowych.

Na rysunku 10.2 pokazano rozkład ciśnień smaru w łożysku poprzecznym w dwóch przypadkach: gdy powierzchnia panwi jest gładka (rys. 10.2a) oraz gdy na dolnej części panwi jest wykonany rowek smarowy (rys. 10.2b).



Rys. 10.2. Rozkład ciśnień smaru w łożysku poprzecznym: a) bez rowka smarowego, b) z rowkiem smarowym na pracującej części panwi [16]

Luz między czopem a panwią jest na rysunku pokazany z dużą przesadą.

Utrzymanie niezbędnego ciśnienia wymaga stałego i obfitego dopływu smaru o odpowiedniej lepkości i smarności. W warunkach hydrostatycznej zasady smarowania dopływ smaru do szczeliny jest zapewniony przez wtłaczanie smaru pod ciśnieniem. Częściej jest stosowana hydrodynamiczna zasada smarowania polegająca na tym, że pod wpływem ruchu obrotowego czopa względem panwi i ich wzajemnych poślizgów powstaje tzw. klin smarowy, unoszący czop nad powierzchnię panwi. Klin smarowy powstaje przy dostatecznie dużej prędkości obrotowej wału, obfitym dopływem smaru o odpowiedniej lepkości oraz niewielkiej chropowatości powierzchni czopa i panewki. Ważny jest też dobór luzu łożyskowego, uwzględniający warunki pracy danego łożyska.

Jeśli choćby jeden z wymienionych czynników nie jest spełniony, wówczas łożysko pracuje w warunkach tarcia mieszanego. Podczas projektowania łożysk ślizgowych, w których niezbędne jest uzyskanie tarcia płynnego, prowadzi się skomplikowane obliczenia, uwzględniające wpływ wszystkich podanych czynników. Zasady tych obliczeń są ujęte w hydrodynamicznej teorii smarowania.

Smary i smarowanie. Podstawowym zadaniem smarów jest zmniejszenie tarcia między współpracującymi powierzchniami, a tym samym zmniejszenie ich zużycia. Smary często odgrywają również rolę czynnika chłodzącego.

Podstawowe cechy smarów są określane przez:

- lepkość dynamiczną, charakteryzującą opór smaru, występujący podczas przesuwania równoległych powierzchni; jednostką lepkości dynamicznej w układzie SI jest $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
- lepkość kinematyczną, tj. stosunek lepkości dynamicznej do gęstości płynu (oleju), mierzona w m^2/s ;
- smarność, czyli zdolność do trwałego przylegania do powierzchni ciał stałych;
- temperaturę krzepnięcia i temperaturę zapłonu;

- temperaturę kroplenia (dla smarów plastycznych), w której smar zaczyna topnieć;
- odporność na starzenie, decydującą o częstotliwości wymiany smaru.

Rozróżnia się smary stałe, plastyczne i ciekłe, a ze względu na pochodzenie — roślinne, zwierzęce, mineralne i syntetyczne.

Do smarów stałych zalicza się ciała stałe, jak np. grafit, dwusiarczek molibdenu, talk. Stosuje się je (zwykle w postaci sproszkowanej) dość rzadko, głównie do pracy w wysokich temperaturach.

Smary plastyczne (potocznie zwanymi stałymi) powstają przez zagęszczanie olejów mineralnych mydlami wapniowymi, sodowymi, potasowymi itp. Stosowane są w łożyskach trudno dostępnych i rzadko kontrolowanych.

Do łożysk ślizgowych najczęściej stosuje się smary ciekłe, a zwłaszcza oleje mineralne. Ze względu na lepkość dzieli się je na oleje wrzecionowe, maszynowe i cylindrowe. Oleje o tak dużej lepkości umożliwiają powstanie większego ciśnienia w warstwie smaru, nadają się zatem do łożysk o większych obciążeniach. Własność olejów można polepszyć przez stosowanie dodatków, np. przeciwkorozyjnych, polepszających smarność, przeciwdziałających starzeniu się oleju itp.

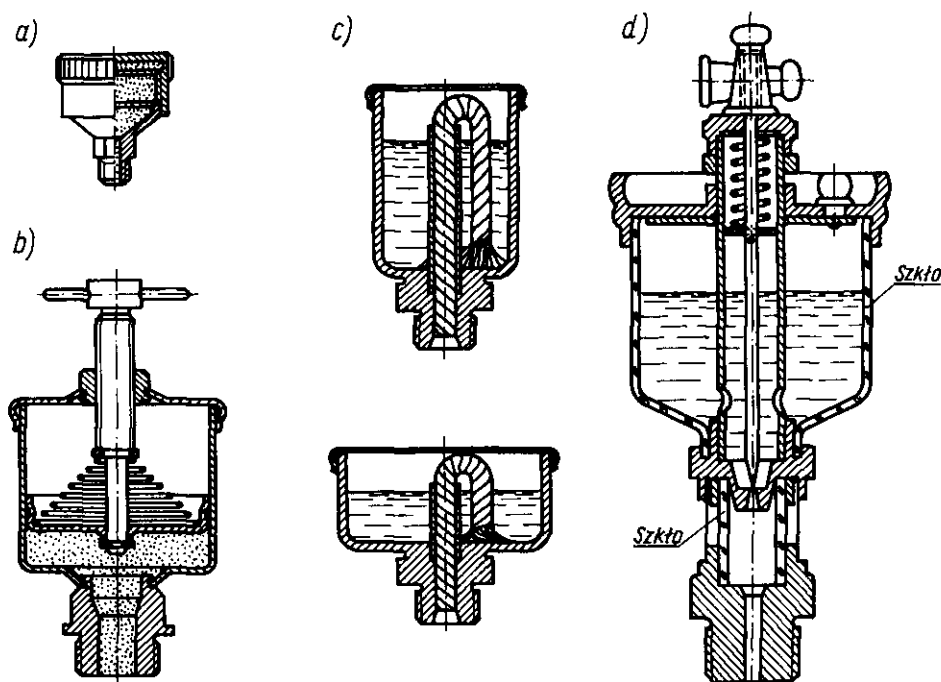
W łożyskach o dużych prędkościach kątowych wału i niewielkich obciążeniach stosuje się panewki wykonywane z materiałów źle odprowadzających ciepło, np. z tworzyw sztucznych. Jako czynnik smarujący stosuje się wówczas wodę, co równocześnie ułatwia chłodzenie łożyska.

Przy doborze smarów należy posługiwać się normami PN (np. PN-85/C-96070. Oleje maszynowe) lub katalogiem CPN.

Zależnie od rodzaju i ilości smaru doprowadzanego do łożyska stosuje się różne sposoby smarowania i rozmaite urządzenia smarownicze. Ze względu na sposób smarowania rozróżnia się smarowanie przelotowe, obiegowe oraz zanurzeniowe. Przy smarowaniu obiegowym smar znajduje się stale w obiegu, tzn. po wypłynięciu z łożyska wpływa do niego z powrotem, natomiast przy smarowaniu przelotowym — spływa do zbiornika zużytego smaru. Smarowanie zanurzeniowe występuje w przypadku, gdy czop i panewka są stale zalane smarem (najczęściej w łożyskach wzdłużnych).

Urządzenia smarownicze. Do smarów plastycznych (tzw. stałych) stosuje się zbiorniczki, z których smar wypływa na powierzchnię czopa po przekroczeniu temperatury kroplenia (rys. 10.3a, b). W okresie rozruchu urządzenia (gdy smar jest nie rozgrzany) lub w razie innej potrzeby można zwiększyć wypływ smaru przez pokręcenie kapturka (rys. 10.3a) lub śruby (rys. 10.3b).

Do smarowania przelotowego (smarem ciekłym) stosuje się m.in. smarownice knotowe (rys. 10.3c) lub igłowe z regulacją wypływu (rys. 10.3d).

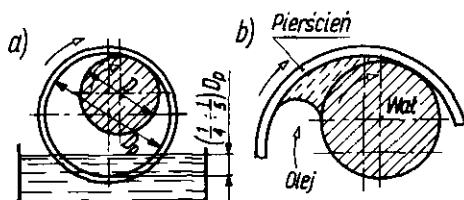


Rys. 10.3. Smarownice: a) kapturowa (Stauffera), b) dociskowa sprężynowa, c) knotowe, d) igłowa z regulacją wypływu [3, 16]

W smarownicy knotowej jest wykorzystane zjawisko włoskowatości. Ze względu na pożądany stały poziom smaru w zbiorniku korzystniejsze są zbiorniczki niższe i o większej średnicy, tj. o proporcjach jak na dolnym rys. 10.3c.

Smarownica igłowa (rys. 10.3d) umożliwia regulację i przerywanie wypływu smaru oraz kontrolę wzrokową zarówno poziomu smaru, jak i jego wypływu.

Smarowanie obiegowe można uzyskać, stosując pierścienie smarujące luźne lub stałe (w obu przypadkach pierścienie są częściowo zanurzone w smarze) albo smarowanie obiegowe ciśnieniowe.



Rys. 10.4. Zasada smarowania pierścieniem luźnym [3]

Zasadę smarowania pierścieniem luźnym przedstawia rys. 10.4. Smar spływa na czopek z wewnętrznej lub z bocznej powierzchni pierścienia. Pierścienie luźne stosuje się przy prędkościach obrotowych powyżej 60 obr/min.

Pierścienie stałe mogą być wykonane w formie kołnierza na czopie lub też nakładane na wał i mocowane w różny sposób. W górnej części pierścienia znajduje się zgarniacz, zbierający smar z zewnętrznej powierzchni pierścienia i kierujący go do zbiorniczka w korpusie łożyska, skąd smar wpływa do otworów smarowniczych.

Smarowanie obiegowe ciśnieniowe stosuje się w maszynach, w których konieczny jest nieprzerwany dopływ dużych ilości smaru do punktów smarowniczych, np. w łożyskach silników spalinowych, turbin parowych itp. Smar wypływający z łożysk zbiera się w zbiorniku oleju, skąd — po oczyszczeniu w filtrach i po ochłodzeniu — jest pompowany z powrotem do łożysk i innych punktów smarowniczych.

Materiały na panwie łożysk. Praca łożyska ślizgowego zależy w dużym stopniu od własności pary materiałów: czopa i panwi łożyska. Ponieważ czopy wałów są najczęściej stalowe — o dość zbliżonych własnościach — zatem w celu uzyskania możliwie najkorzystniejszych warunków pracy łożyska należy dobierać odpowiednie materiały na panwie łożysk (materiały łożyskowe).

Od materiałów łożyskowych wymaga się wysokiej wytrzymałości mechanicznej na obciążenia statyczne i dynamiczne, odporności na zatarcie, odporności na korozję, małego współczynnika tarcia, odpowiedniej rozszerzalności cieplnej, dobrego przewodzenia ciepła, dobrej odkształcalności, dobrej obrabialności, a także niskiej ceny. Mimo że istnieje bardzo dużo różnych materiałów łożyskowych, żaden z nich nie spełnia wszystkich wymagań. Przy doborze materiałów łożyskowych należy więc kierować się tymi ich cechami, które są najbardziej istotne dla pracy określonych łożysk.

Do najczęściej stosowanych materiałów należą stopy łożyskowe, np. stopy cynowe, zwane babbitymi, o składzie 89% Sn, 8% Sb i 3% Cu lub zbliżonym (np. krajowy stop Ł 83 zawiera 83% Sn, 11% Sb i 6% Cu). Stopy te odznaczają się bardzo dobrymi własnościami ślizgowymi, dobrą odkształcalnością, odpornością na zatarcie i odpornością na korozję. Stosuje się je w postaci warstwy wylanej na podłożu stalowym. Podobne własności mają stopy ołowiowe, np. Ł 16 (16% Sb, 2% Cu, 16% Sn, reszta Pb). Są one nieco większe, ale tańsze. Stopy łożyskowe cyny i ołowiu zestawiono w normie PN-ISO 4381:1997 i PN-ISO 4381/Ak:1997.

Do materiałów często stosowanych należą brązy odlewnicze cynowe i ołowiowe o dużej twardości i wytrzymałości. Używane są do pracy w najcięższych warunkach, m.in. przy obciążeniach zmiennych i uderzeniowych, gdzie własności wytrzymałościowe są ważniejsze od własności ślizgowych.

Mosiądze mają niższą wytrzymałość, ale lepszą odporność na pracę w podwyższonej temperaturze.

Dobre własności antykorozyjne mają stopy aluminium z miedzią, niklem i krzemem. Ich wadą jest duża rozszerzalność cieplna. Żeliwo jest

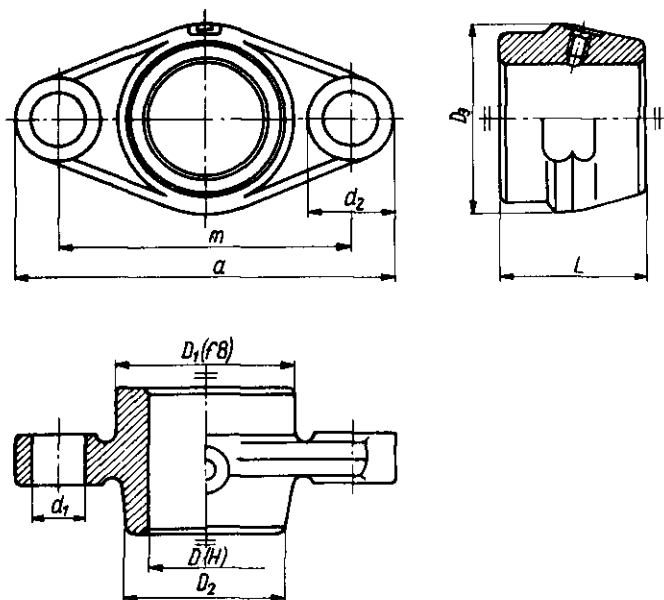
rzadziej stosowane ze względu na dość dużą twardość i małą odkształcalność.

Do celów specjalnych stosuje się panewki wielowarstwowe, np. panewki stalowe pokryte warstwą srebra o grubości $0,5 \div 0,75$ mm i następnie warstwą ołowiu (ok. 0,05 mm) z dodatkiem indu. Materiały wielowarstwowe dobiera się drogą prób do warunków pracy łożysk — np. do łożysk w tłokowych silnikach lotniczych.

Jeżeli smarowanie łożysk jest bardzo utrudnione lub ze względu na warunki pracy należy go uniknąć (w tradycyjnej formie), stosuje się panewki z materiałów porowatych. Najczęściej są to tuleje prasowane, spiekane i nasycane olejem. Po rozgrzaniu łożyska smar wypływa na powierzchnię panwi, a po obniżeniu temperatury cofa się w głąb porów. Tuleje samosmarujące objęte są normami PN-68/M-87200 oraz PN-92/M-87201.

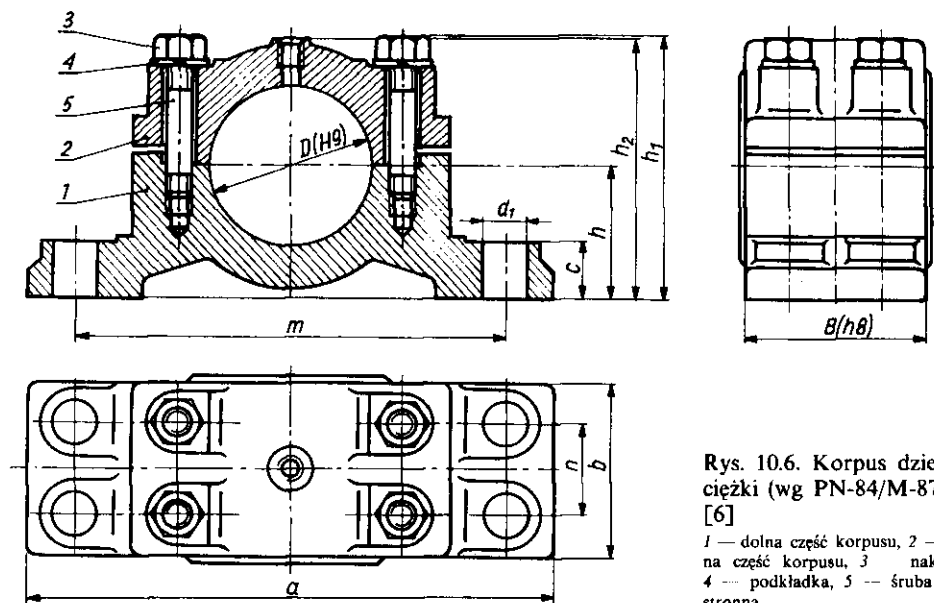
Poza stopami metali na panewki łożysk stosuje się również inne materiały, jak twarde drewno (gwajak, dąb), tworzywa sztuczne (głównie żywice fenolowe, poliamidy, teflon itp.), gumę oraz grafit. W mechanizmach precyzyjnych na łożyska są stosowane kamienie szlachetne (rubin, szafir), szkło i inne materiały.

Budowa łożysk ślizgowych. Łożyska poprzeczne. Podstawową częścią łożysk ślizgowych jest korpus, w którym czop jest osadzony bezpośrednio lub pośrednio. Bezpośrednie osadzenie czopa w korpusie jest stosowane rzadko (głównie przy bardzo małych obciążeniach), ponieważ powierzchnia ślizgowa łożyska zużywa się szybciej niż czop wału, a częsta wymiana całego korpusu łożyska jest niepożądana. Elementem pośrednim jest najczęściej osadzona w korpusie tuleja, której powierzchnia wewnętrzna stanowi panew łożyska. Tuleja może być wylana warstwą stopu łożyskowego.



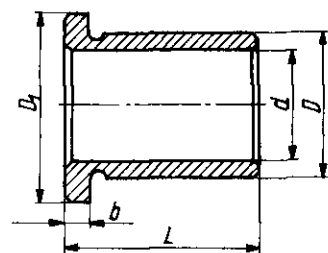
Rys. 10.5. Korpus oczkowy kołnierzowy lekki (wg PN-83/M-87006) [6]

Korpusy łożysk ślizgowych poprzecznych są wykonywane jako oddzielne elementy maszyn i urządzeń, a ich główne rodzaje są objęte normami od PN-83/M-87006 do PN-83/M-87011. Na rysunku 10.5 pokazano przykładowo korpus oczkowy kołnierzowy lekki (PN-83/M-87006), a na rys. 10.6 — korpus dzielony ciężki (PN-84/M-87010). Korpusy oczkowe są stosowane w mniejszych łożyskach. Umożliwiają one zachowanie prostej konstrukcji korpusu maszyny, nie wymagają np. nadlewów w miejscu łożyskowania, natomiast ze względu na montaż i demontaż wału są dość niewygodne. Korpusy dzielone stosuje się w większych łożyskach. Ułatwiają one montaż i demontaż wału.



Rys. 10.6. Korpus dzielony ciężki (wg PN-84/M-87010) [6]

1 — dolna część korpusu, 2 — górna część korpusu, 3 — nakrętka, 4 — podkładka, 5 — śruba dwustronna

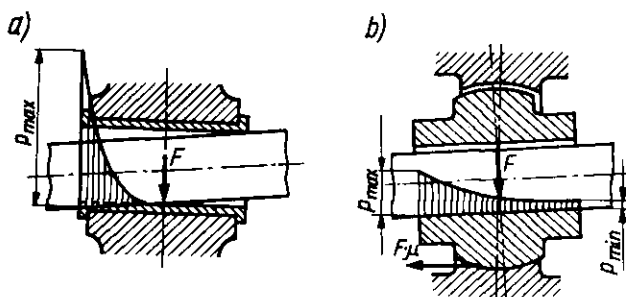


Rys. 10.7. Tuleja jednokołnierzowa (wg PN-80/M-87101) [6]

Stosuje się również rozwiązania konstrukcyjne, w których korpus łożyska stanowi fragment korpusu maszyny — w tym przypadku panew łożyska zawsze jest wykonana jako osobna tuleja. Tuleje łożyskowe stanowią wymienne części łożysk, przy czym mogą być one jednolite lub dwudzielne. Tuleje dwudzielne są stosowane przede wszystkim w łożyskach dzielonych. Niektóre rodzaje tulei są znormalizowane (PN-80/M-87101 do PN-82/M-87104). Jedną z nich pokazano na rys. 10.7.

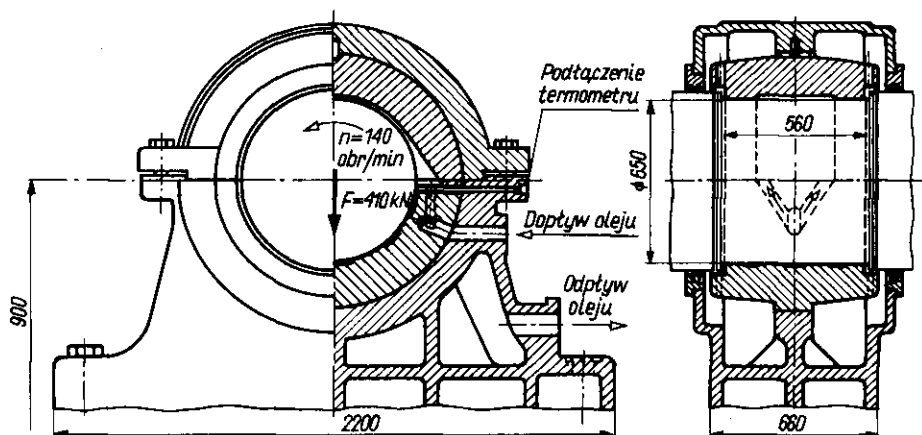
Ze względu na ugięcie wału w czasie pracy naciski czopa na panewkę rozkładają się nierównomiernie (rys. 10.8a). Przy niewielkich ugięciach można uniknąć spiętrzenia naprężeń przez zastosowanie materiałów łożyskowych

Rys. 10.8. Rozkład nacisków jednostkowych w łożysku z panwią: a) stałą, b) wahliwą [3]



o dobrej odkształcalności. Przy dużych ugięciach stosuje się różne rodzaje panwi w wahliwych (samonastawnych). Schemat takiej panwi wraz z rozkładem nacisków jest podany na rys. 10.8b, a na rys. 10.9 — rozwiązanie konstrukcyjne, w którym zastosowano panew wahlkową.

Tuleje łożyskowe powinny być zabezpieczone przed obrotem i przed przesunięciem wzdłuż osi, przy czym element zabezpieczający (np. kołek) nie powinien utrudniać montażu i demontażu. Przykładowo w łożysku z rys. 10.9, dzięki umieszczeniu kołka w górnej części korpusu łożyska, uzyskuje się możliwość wymiany panewek bez demontażu wału.



Rys. 10.9. Łożysko o panwi wahlowej smarowanej pod ciśnieniem [3]

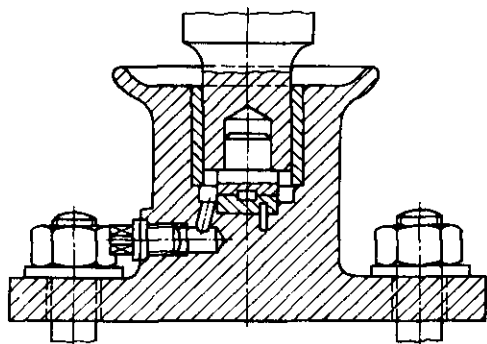
Dokładność wykonania łożysk. Luzy łożyskowe. Zagadnienie ustalenia właściwych luzów łożyskowych stanowi bardzo trudny problem, zwłaszcza w przypadku, gdy konieczne jest uzyskanie tarcia płynnego. Ustalając wartość luzu należy, m.in., uwzględnić chropowatość powierzchni, różnice rozszerzalności cieplnej materiału łożyskowego i materiału czopa, maksymalną temperaturę nagrzania łożyska, konieczność uzyskania stabilnej pracy wału w różnych temperaturach (np. w okresie rozruchu i po nagrzaniu łożyska), własności smaru itd. Wymaga to bardzo skomplikowanych obliczeń, często związanych z konkretnym łożyskiem, i dlatego w praktyce nie

stosuje się ścisłych zaleceń (np. w formie tablic) odnośnie wartości luzów łożyskowych, tolerancji i pasowań oraz chropowatości powierzchni.

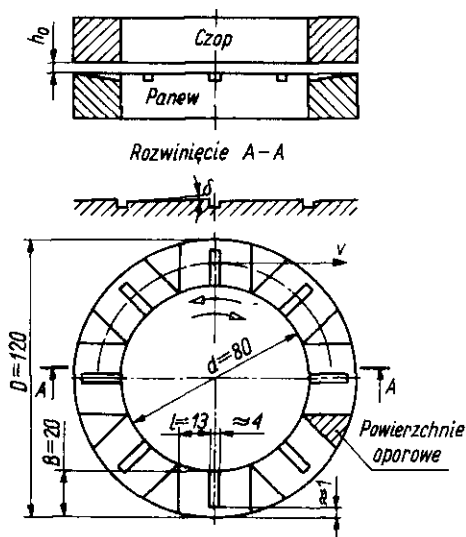
Orientacyjnie można podać, że jako maksymalne wysokości nierówności na powierzchniach czopa i panwi należy przyjmować wartości od 1 do 6 μm , rzadziej do 16 μm . Do wstępnych obliczeń oraz w przypadkach, gdy nie jest niezbędne uzyskanie tarcia płynnego, w łożyskach ślizgowych można przyjmować następujące pasowania: H7/g6, H7/f7, H7/e8, H7/d8. W ten sposób — w zależności od średnicy czopa — określa się równocześnie luz łożyskowy w fazie montażu łożyska; jeśli materiały współpracujące mają zbliżone wartości współczynników rozszerzalności cieplnej, to luz montażowy jest równy luzowi w czasie pracy.

Łożyska wzdlużne. Łożyska poprzeczne mogą przenosić również niewielkie obciążenia wzdlużne. Na przykład w łożysku z rys. 10.1a kołnierz może przenieść niewielką siłę wzdlużną. Zastosowanie łożyska kołnierzowego zabezpiecza również przed przypadkowymi przesunięciami poosiowymi.

Podstawowe łożyska wzdlużne służą do przenoszenia obciążeń, gdy wały pracują w położeniu pionowym. Proste łożysko tego typu przedstawia rys. 10.10. Panewka łożyska w postaci płytki jest umieszczona w korpusie łożyska oraz zabezpieczona przed obrotem za pomocą kołka. Łożyska te są smarowane pod ciśnieniem. W większych łożyskach stosuje się m.in. panewki segmentowe (rys. 10.11). Powierzchnie oporowe segmentów są tak ukształtowane, aby umożliwić wytwarzanie klina smarowego, a tym samym uzyskanie tarcia płynnego.



Rys. 10.10. Łożysko wzdlużne [16]



Rys. 10.11. Panew łożyska wzdlużnego [16]
v — prędkość poślizgu w pracującym łożysku ślizgowym

Obliczanie łożysk ślizgowych. Obliczanie łożysk ślizgowych polega na ustaleniu ich wymiarów z warunków wytrzymałościowych i sprawdzeniu, czy łożyska nie będą ulegały nadmiernemu rozgrzewaniu w czasie pracy. Ob-

liczenia głównych wymiarów, to jest średnicy czopa d i długości czynnej łożyska l , są prowadzone w sposób przybliżony, gdyż nie wszystkie czynniki decydujące o warunkach pracy łożyska mogą być uwzględnione w ścisły sposób.

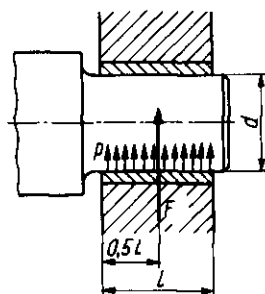
Czop łożyska z rys. 10.12 jest narażony na zginanie, przy czym obciążenie ciągłe czopa (przy założonych równomiernych naciskach) jest zastąpione siłą skupioną F , przyłożoną w połowie czynnej długości czopa. Średnica czopa jest zwykle wyznaczona podczas obliczeń wału, ale naprężenia zginające w czopie zależą również od jego długości, co wymaga przeprowadzenia powtórnych obliczeń. Naprężenia zginające w niebezpiecznym przekroju można obliczyć wg wzoru

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \approx \frac{F \cdot l}{2 \cdot 0,1 d^3} = \frac{5F \cdot l}{d^3} \leq k_{go} \quad (10.1)$$

Zakładając równomierne naciski między powierzchnią panwi i czopa, określa się wytrzymałość panwi z warunku na naciski jednostkowe

$$p_{sr} = \frac{F}{d \cdot l} \leq k_o \quad (10.2)$$

Orientacyjne wartości nacisków dopuszczalnych przyjmuje się wg tablicy 10.1.



Rys. 10.12. Schemat obciążenia łożyska poprzecznego

Tablica 10.1

Orientacyjne wartości nacisków dopuszczalnych w łożyskach ślizgowych [5]

Materiał czopa	Materiał panewki	k_o MPa
Stal	Żeliwo	2 ÷ 3
	brąz lub mosiądz	5
	stop łożyskowy	6
Stal hartowana i szlifowana	brąz	8
	stop łożyskowy	9
	stal hartowana i szlifowana	15
	stal hartowana i szlifowana przy smarowaniu	
	pod ciśnieniem	25 ÷ 35

Zakładając, że wartości rzeczywistych naprężeń zginających oraz nacisków będą bliskie wartościom dopuszczalnym, można nierówności 10.1 i 10.2 zastąpić równaniami i dzieląc je stronami otrzymać zależność

$$\frac{l^2}{d^2} = \frac{0,2k_{go}}{k_o}$$

Jeżeli oznaczymy $l/d = \lambda$, wówczas

$$\lambda = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2k_{go}}{k_o}} \approx 0,45 \sqrt{\frac{k_{go}}{k_o}} \quad (10.3)$$

Z zależności 10.3 wynika, że najkorzystniejszą wartość λ ustala się na podstawie własności materiałów czopa i panwi. Ponieważ wartości k_{go} i k_o są określane w sposób przybliżony, praktyczne wartości λ można przyjmować w szerszych granicach. Należy zwrócić uwagę na to, że wartość λ może być zależna również od konstrukcji łożyska.

Na podstawie wzorów 10.2 i 10.3 można obliczyć średnicę czopa

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{\lambda \cdot k_o}} \quad (10.4)$$

a następnie jego czynną długość

$$l = \lambda \cdot d \quad (10.5)$$

Obliczone wymiary zaokrągla się do wymiarów normalnych, uwzględniając znaki nierówności.

Jeżeli średnica czopa otrzymana z obliczeń wału różni się od obliczonej ze wzoru 10.4, należy do dalszych obliczeń przyjąć większą z tych wartości.

Sprawdzenie łożyska na rozgrzewanie wykonuje się przez sprawdzenie wartości iloczynu: $p_{sr} \cdot v$. Iloczyn ten jest określany jako umowna miara ciepła, wytwarzanego w łożysku przez tarcie, ponieważ przy danym współczynniku tarcia μ (znanym dla konkretnego łożyska) jednostkowa ilość ciepła jest proporcjonalna do iloczynu $p \cdot v$. Zakładając ograniczenie temperatury pracy łożyska do około 60°C, można określić dopuszczalne wartości iloczynu $(p_{sr} \cdot v)_{dop}$. Można wówczas zapisać warunek

$$p_{sr} \cdot v \leq (p_{sr} \cdot v)_{dop} \quad (10.6)$$

Sprawdzenie jednostek

$$p_{sr} \left(\text{w} \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \right) \cdot v \left(\text{w} \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) = (p_{sr} \cdot v) \left(\text{w} \frac{\text{MN}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right)$$

Orientacyjne wartości $(p_{sr} \cdot v)_{dop}$ są podane w tablicy 10.2. Jeżeli podany warunek nie jest spełniony, należy zwiększyć wymiary czopa lub przewidzieć polepszenie chłodzenia łożyska. W przypadku zmiany wymiarów czopa konieczne jest sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie. Dla większości łożysk, zwłaszcza o tarcu mieszanym, podane obliczenia są wystarczające.

Tablica 10.2

Orientacyjne wartości dopuszczalne iloczynu $p \cdot v$ dla łożysk ślizgowych [5]

Rodzaj łożyska	$(p \cdot v)_{dop}$ MN/(m · s)
Łożyska wałów obrabiarek	1 ÷ 2,5
Łożyska silników spalinowych	1 ÷ 2
Łożyska silników parowych	1,5 ÷ 4
Łożyska dźwignic — panewki z brązu	4 ÷ 6
Łożyska dźwignic — panewki wylane stopem łożyskowym	8 ÷ 10
Łożyska prądnic i silników elektrycznych	7 ÷ 12

Obliczanie łożysk ślizgowych wzdłużnych polega na obliczeniu średnicy czopa z warunku na naciski oraz sprawdzeniu na rozgrzewanie. Ponieważ powierzchnią pracującą łożyska wzdłużnego jest powierzchnia pierścieniowa, zatem warunek na naciski przyjmuje postać

$$p_{sr} = \frac{4F}{\pi \cdot (d_z^2 - d_w^2)} \leq k_o \quad (10.7)$$

Przy sprawdzaniu łożyska na rozgrzewanie wartość prędkości obwodowej v oblicza się na średniej średnicy powierzchni pracującej (np. rys. 10.11)

$$d_{sr} = \frac{d_z + d_w}{2} \quad (\text{rys. 10.11 } \frac{D+d}{2} = 100) \quad (10.8)$$

Najczęściej zakłada się średnicę wewnętrzną d_w z warunków technologiczno-konstrukcyjnych i oblicza się wartość średnicy zewnętrznej wg wzoru 10.7.

PRZYKŁAD 10.1. Obliczyć wymiary łożyska ślizgowego poprzecznego tokarki, obciążonego siłą $F = 3 \text{ kN} = 0,003 \text{ NM}$. Wał pracuje z prędkością obrotową $n = 500 \text{ obr/min}$. Materiał wału: stal St6, materiał panwi: stop łożyskowy.

Rozwiązanie

Z tablicy 1.4 przyjmujemy dla czopa $k_{go} = 75 \text{ MPa}$. Z tablicy 10.1 przyjmujemy $k_o = 6 \text{ MPa}$. Obliczamy

$$\lambda = \frac{l}{d} \approx 0,45 \sqrt{\frac{k_{go}}{k_o}} = 0,45 \sqrt{\frac{75}{6}} \approx 1,59$$

Przyjmujemy $\lambda = 1,6$.

Obliczamy wymiary czopa

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{k_o \cdot \lambda}} = \sqrt{\frac{0,003}{6 \cdot 1,6}} = \sqrt{0,00031} \approx 0,018 \text{ m} = 18 \text{ mm}$$

Zakładamy $d = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$

$l = \lambda \cdot d = 1,6 \cdot 20 = 32 \text{ mm} = 0,032 \text{ m}$

Sprawdzamy łożysko na rozgrzewanie

$$p_{sr} = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{0,003}{0,02 \cdot 0,032} = 4,69 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,02 \cdot 500}{60} \approx 0,523 \text{ m/s}$$

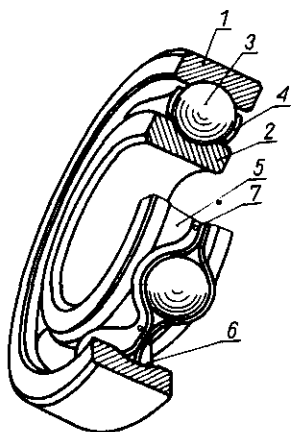
$$p_{sr} \cdot v = 4,69 \cdot 0,523 = 2,45 \text{ MN/(m} \cdot \text{s)} < (p_{sr} \cdot v)_{dop} = 2,5 \text{ MN/(m} \cdot \text{s)}$$

Łożysko przeniesie żądane obciążenie. Jeżeli ze względów konstrukcyjnych zwiększymy wymiary czopa, to uzyskamy korzystniejsze warunki pracy łożyska.

10.3. Łożyska toczne

Budowa i podział łożysk tocznych. Praca łożyska tocznego charakteryzuje się tym, że wskutek toczenia się elementów tocznych względem pierścieni pomiędzy powierzchniami tych pierścieni a kulkami (lub wałeczkami) występuje tarcie toczne.

Łożysko toczne składa się z pierścieni — zewnętrznego i wewnętrznego, elementów tocznych oraz koszyczka. Powierzchnie pierścieni, po których toczą się elementy toczne, są nazywane bieżniami. Budowę łożyska, w którym elementami tocznymi są kulki, przedstawia rys. 10.13.



Rys. 10.13. Budowa łożyska kulkowego

1 — pierścień zewnętrzny, 2 — pierścień wewnętrzny, 3 — kulka, 4 — koszyk, 5 — bieżnia wewnętrzna, 6 — bieżnia zewnętrzna, 7 — nit [16]

Istnieją również nieliczne odmiany łożysk walcowych i igiełkowych bez koszyczka lub bez pierścienia wewnętrznego (w tym ostatnim przypadku bieżnią jest powierzchnia czopa wału). Na specjalne zamówienia są także wykonywane łożyska walcowe bez pierścienia zewnętrznego.

Pierścień zewnętrzny łożyska jest osadzony w gnieździe korpusu maszyny lub w gnieździe oprawy łożyska, a pierścień wewnętrzny — na czopie wału. Koszyczek służy do zapewnienia równomiernego rozmieszczenia elementów tocznych na obwodzie bieżni łożyska.

Ze względu na prawie punktowy lub liniowy styk elementów tocznych z bieżniami, w czasie pracy łożyska występują bardzo duże naciski jednostkowe, a pod ich wpływem — znaczne naprężenia tzw. stykowe*). Wymaga to wykonywania pierścieni i elementów tocznych ze stali o specjalnych właściwościach, głównie o dużej twardości i odporności na ścieranie. W Polsce stosuje się na łożyska stale ŁH15 i ŁH15SG, objęte normą PN-74/H-84041.

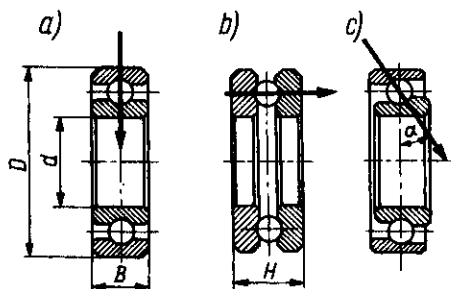
W łożyskach bez pierścienia wewnętrznego powierzchnia czopa (odgrywająca rolę bieżni) musi być odpowiednio utwardzona. Koszyczki są wykonywane z blach (metodą tłoczenia) lub jako tzw. masywne (pełne), przy czym ich kształty są różne, zależne od rodzaju łożyska, kształtu elementów tocznych itp. Mogą być one jedno- lub dwuczęściowe. Koszyczki są wykonywane ze stali, brązu, mosiądzu lub tworzyw sztucznych.

Łożyska toczne dzieli się — podobnie jak łożyska ślizgowe — na po-

*) Naprężenia stykowe są szerzej omówione w p. 11.7.

przeczne i wzdłużne, zdolne do przenoszenia obciążeń prostopadłych do osi obrotu wału lub działających wzdłuż jego osi obrotu (rys. 10.14a i b). W rzeczywistości większość łożysk poprzecznych może przenosić także dość duże obciążenia wzdłużne.

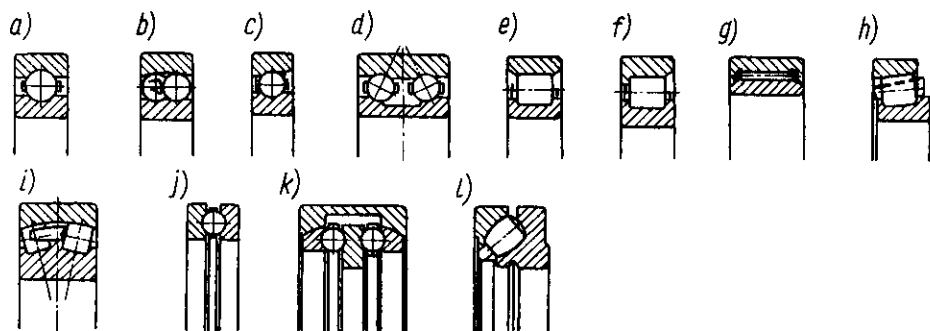
Łożyska specjalne przeznaczone do przenoszenia obu rodzajów obciążeń nazywa się łożyskami skośnymi, przy czym kąt α działania tych łożysk jest mniejszy od 45° (rys. 10.14c). Łożyska o kącie $\alpha > 45^\circ$ są stosowane bardzo rzadko i zaliczane do łożysk wzdłużnych.



Rys. 10.14. Podział łożysk tocznych ze względu na kierunek obciążenia: a) łożysko poprzeczne, b) wzdłużne, c) skośne [4]

W zależności od kształtu elementów tocznych rozróżnia się łożyska kulkowe i walcowe. Wałeczki mogą być kształtu walcowego, stożkowego lub baryłkowego. Wałeczki walcowe o średnicy $d \leq 5$ mm i stosunku długości do średnicy większym od 2,5 nazywa się igiełkami.

Rodzaje łożysk tocznych, wybrane na podstawie głównych cech konstrukcyjnych, przedstawiono na rys. 10.15.



Rys. 10.15. Główne rodzaje łożysk tocznych; łożyska kulkowe: a) zwykłe, b) wahliwe dwurzędowe, c) skośne jednorzędowe, d) skośne dwurzędowe; łożyska walcowe: e) bez prowadzenia na pierścieniu zewnętrznym, f) z jednostronnym prowadzeniem, g) igiełkowe; h) stożkowe, i) baryłkowe poprzeczne, j) kulkowe wzdłużne jednokierunkowe, k) kulkowe wzdłużne dwukierunkowe, l) baryłkowe wzdłużne [21]

Normalizacja łożysk tocznych i ich oznaczanie. Podstawowe wymiary łożysk: średnice otworów d , średnice zewnętrzne D oraz szerokości łożysk B , lub ich wysokości H w łożyskach wzdłużnych (rys. 10.14), są znormalizowa-

Podział łożysk tocznych wg głównych cech konstrukcyjnych oraz oznaczenia łożysk

Podział łożysk		Serie	Przykłady oznaczeń	Odmiany łożysk	
Kulkowe	zwykłe	618, 619, 160, 60, 62, 63, 64	61802, 625, 16011, 6208—2Z, 6313-RS	sym-bol	Nazwa
	skośne 1-rzędowe	70, 72, 73	7016C, 7220A, 7308B	Odmiana średnicowa	
	skośne 1-rzędowe dwukierunkowe	Q2, QJ2, Q3, QJ3, QJ10	Q211, QJ315, QJ1024	7 8 9	} szczególnie lekka
	skośne 2-rzędowe	32, 33	3206, 3316	0	
	wahliwe	12, 13, 22, 23	126, 1303, 2218K	1 2 3 4 5	lżejsza lekka średnia ciężka bardzo ciężka
Walcowe	poprzeczne 1-rzędowe	2, 3, 4, 10, 22, 23, typ: NU, NJ, NUP, N	NU207, NJ2218E, NUP2326 N219	Odmiana szerokości	
	dwurzędowe	NN30, NNU49	NN3017K, NNU4920	8 0 1 2 3 4 5 6	} bardzo wąska wąska normalna szeroka bardzo szeroka
	wielorzędowe	NNU60	NNU6012		
Igiełkowe		NA (RNA) 48, 49, 69	NA4900, RNA6916		
Stożkowe		302, 303, 313, 320, 322, 323.	30218A, 32212A		
Baryłkowe poprzeczne		213, 222, 223, 230, 231, 232, 239, 240, 241	22309, 23226K		
Kulkowe wzdłużne	jednokierunkowe	511 ÷ 514 532 ÷ 534	51208, 53312	Odmiana wysokości	
	dwukierunkowe	522 ÷ 524 542 ÷ 544	52218, 54309	7 9 1 2	bardzo niska niska normalna
Baryłkowe wzdłużne		292, 293, 294	29318, 29412		
Przykłady odczytu oznaczeń					
Nr łożyska	seria	średnica otworu <i>d</i> w mm	łożysko	odmiana średnicowa	inne
625	62	5	kulkowe zw.	lekka (2)	—
6315-2Z	63	75	kulkowe zwykłe	średnia (3)	2 blaszki ochronne uszcz. (2Z)
1308	13	40	kulkowe wahliwe	średnia (3)	otwór walc. (bez lit. K)
2217K	22	85	kulkowe wahliwe	lekka (2)	otwór stoż. (z lit. K)

ne w skali światowej ISO i ujęte w normie PN-86/M-86404. Normalizacji podlegają również inne szczegóły konstrukcyjne, oznaczenia, metody obliczeń, wymagania i badania techniczne itp. Wszystkie dane dotyczące łożysk tocznych są podane w normach od PN-85/M-86100 do PN-83/M-86491.

Podstawowe zasady doboru łożysk tocznych, rodzaje łożysk oraz warunki ich montażu i eksploatacji są podane w katalogu-informatorze pt. „Łożyska toczne”, wydany przez Wydawnictwa Przemysłowe „Wema”, 1994 r.

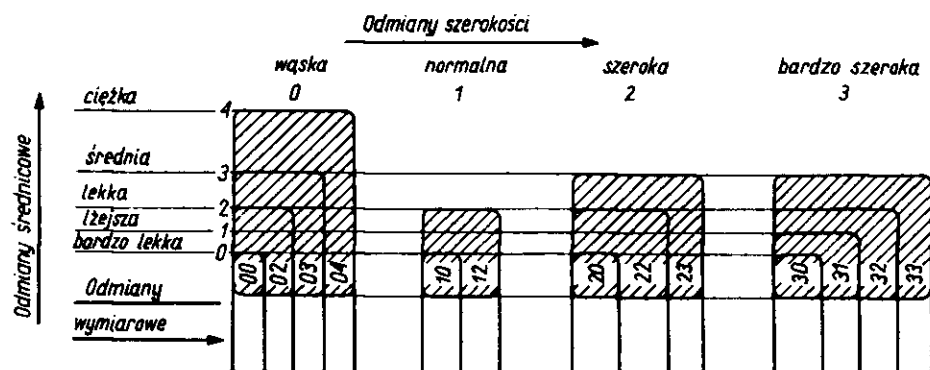
Programy produkcji tych łożysk są podawane w odrębnych katalogach poszczególnych zakładów.

Normalizacja łożysk tocznych wymaga ujednolicenia zasad ich oznaczania. Omówione poniżej zasady są powszechnie obowiązujące w Polsce, natomiast producenci zagraniczni stosują odrębne zasady oznaczeń — o czym należy pamiętać przy korzystaniu z katalogów innych producentów niż fabryki krajowe.

Podstawą naszego systemu oznaczania łożysk tocznych jest ich podział wg głównych cech konstrukcyjnych (tabl. 10.3). Każde łożysko jest oznaczone symbolem cyfrowym lub literowo-cyfrowym, w którym wyróżnia się: oznaczenie serii (w tym odmiany średnicowej) oznaczenie wymiaru średnicy otworu (d) łożyska oraz inne informacje.

Ostatnie cyfry symbolu cyfrowego określają średnicę d otworu łożyska: 00—oznacza $d = 10$ mm, 01—12 mm, 02—15 mm oraz 03—17 mm, wyższe liczby (04÷96) mnoży się przez 5, otrzymując w wyniku średnicę otworu łożyska. Przy $d \geq 500$ mm wymiar otworu podaje się bezpośrednio za kreską ułamkową (po znaku serii), np. 60/500. Dla średnic $d < 10$ mm, stosowanych w łożyskach kulkowych zwykłych i wahliwych, wymiar ten podaje się pojedynczą cyfrą, równą średnicy otworu; dla $d = 7$ mm oznaczenie jest np. 607.

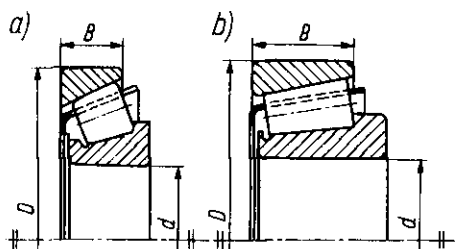
Pozostała część symbolu — przed cyframi określającymi średnicę d — określa serię łożysk oraz podstawowe cechy konstrukcyjne, w tym głównie odmianę średnicową. Symbolem odmiany średnicowej jest cyfra bez-



Rys. 10.16. Porównanie głównych wymiarów łożysk poprzecznych i skośnych oraz sposobu oznaczania ciągów wymiarowych [21]

pośrednio poprzedzająca wymiar łożysk (dla łożysk o $d \geq 10$ mm jest to trzecia cyfra od końca, dla łożysk o $d < 10$ mm — druga od końca symbolu).

Rodzaje odmian łożysk i ich symbole podano w tabl. 10.3. Sposób tworzenia odmian średnicowych (wg ciągu średnic) i odmian szerokości (wg ciągu szerokości) pokazano na rys. 10.16; należy podkreślić, że bazą dla poszczególnych odmian jest jednakowa średnica otworu łożyska. Przykład odmian w łożysku stożkowym podany jest na rys. 10.17.



Rys. 10.17. Łożyska stożkowe: a) odmiana wąska, b) odmiana szeroka

Symbol literowy podany przed numerem serii (w łożyskach kulkowych skośnych dwukierunkowych, w łożyskach walcowych oraz igielkowych) określa ich główne cechy konstrukcyjne.

Oznaczenia literowe umieszczone na końcu oznaczenia (po cyfrach) określają różne szczegóły konstrukcyjne, np.:

w łożyskach kulkowych z w y k ł y c h:

Z (2Z) — jedna (dwie) blaszka ochronna;

RS (2RS) — jedna (dwie) uszczelka gumowa;

w łożyskach kulkowych s k o ś n y c h j e d n o r z e d o w y c h:

C, A, B — kąt działania $\alpha = 15^\circ, 25^\circ, 40^\circ$;

w łożyskach kulkowych w a h l i w y c h o r a z b a r y ł k o w y c h:

K — łożysko z otworem stożkowym (zbieżność otworu 1:12);

w łożyskach w a l c o w y c h j e d n o r z e d o w y c h:

E — łożysko o wyższej nośności przy tych samych wymiarach.

Objaśnienia wszystkich symboli stosowanych przy oznaczaniu łożysk tocznych są podane w katalogu.

Dobór i obliczanie łożysk tocznych. Łożyska toczne należą do elementów maszyn, których konstrukcją zajmują się specjalne biura konstrukcyjne (w Polsce — CBKŁT), produkcją zaś — wyspecjalizowane zakłady produkcyjne według danych zawartych w katalogu wytwórcy łożysk.

Czynniki decydujące o doborze łożyska można podzielić na dwie podstawowe grupy. Jedną z nich stanowi wybór t y p u ł o ż y s k a, uzależniony od konstrukcji i przeznaczenia maszyny, warunków pracy łożyska, warunków montażu i obsługi itp. Wybór odpowiedniego typu łożyska w tym zakresie należy od konstruktora maszyn. Ogólne wytyczne, ułatwiające to zadanie, są podane w katalogu.

Drugą grupę stanowią czynniki decydujące o wymiarach łożyska. Należą do nich: wartość obciążenia, przy którym łożysko przepracuje określony okres bez zniszczenia, oraz maksymalna prędkość obrotowa (n_{gr}) dla danego łożyska. Obciążenie łożyska określa się w czasie ruchu (nośność dynamiczna), tj. w przypadku, gdy pierścienie obracają się względem siebie z prędkością obrotową $n > 10$ obr/min, oraz w czasie spoczynku (nośność statyczna) — tj. przy $n \leq 10$ obr/min.

Wartość nośności dynamicznej (symbol C), podawana w katalogu, określa obciążenie, które łożysko może przenieść przy minimalnej trwałości równej 1 mln obrotów, natomiast wartość nośności statycznej, C_0 , wyrażona w jednostkach siły, jest to zdolność do przenoszenia obciążeń przez łożysko będące w spoczynku lub obracające się z prędkością $n \leq 10$ obr/min.

Za trwałość łożyska przy danej prędkości obrotowej przyjmuje się czas pracy łożyska w milionach obrotów lub godzinach, obliczany do chwili wystąpienia pierwszych oznak zmęczenia materiału, którymi są rysy i mikropęknięcia na powierzchniach tocznych; dalszym ich następstwem jest łuszczenie powierzchni tocznych i zniszczenie łożyska.

Tablica 10.4

Ogólne wytyczne doboru trwałości łożysk tocznych L_h w godzinach

Rodzaj maszyny	L_h w godzinach
Przyrządy i aparaty rzadko używane	500
Silniki lotnicze	5 000 ÷ 10 000
Silniki samochodowe: wały wykorbione i korbowody	
— w samochodach osobowych i lekkich ciężarowych	1 000 ÷ 2 000
— w samochodach ciężarowych i ciągnikach	3 000 ÷ 5 000
Przekładnie zębate w silnikach samochodowych	4 000 ÷ 6 000
Maszyny o krótkich okresach pracy, pracujące niestale; narzędzia ręczne, podnośniki w fabrykach i dźwigi montażowe, maszyny o napędzie ręcznym, maszyny gospodarstwa domowego itd.	4 000 ÷ 8 000
Maszyny pracujące na stałe przy koniecznej dużej niezawodności pracy: maszyny pomocnicze w siłowniach, maszyny poruszające przenośniki, podnośniki, dźwigi, obrabiarki rzadziej używane, walce robocze w walcarkach	8 000 ÷ 12 500
Maszyny pracujące 8 h/dobę nie w pełni wykorzystane: silniki elektryczne i spalinowe, przekładnie zębate	12 500 ÷ 20 000
Maszyny pracujące 8 h/dobę w pełni wykorzystane: obrabiarki do metali, dźwignice pracujące nieprzerwanie, dmuchawy	20 000 ÷ 32 000
Pojazdy szynowe: silniki trakcyjne itd.	32 000 ÷ 50 000
Maszyny do pracy ciągłej (24 h/dobę): sprężarki, pompy, taśmowe urządzenia przeładunkowe, wyciągi kopalniane, maszyny pracujące nieprzerwanie	50 000 ÷ 63 000
Wały napędowe, silniki spalinowe i inne urządzenia na statkach i okrętach	63 000 ÷ 100 000
Maszyny do pracy ciągłej (24 h/dobę) o wymaganym dużym stopniu pewności pracy: maszyny papiernicze, siłownie, pompy kopalniane, miejskie stacje pomp itd.	100 000 ÷ 200 000

Nośność dynamiczna podana w katalogu dla poszczególnych łożysk jest wyznaczana przy założeniu niewielkiej trwałości (1 mln obrotów określa trwałość odpowiadającą 500 godzinom pracy przy $n = 33 \frac{1}{3}$ obr/min), natomiast w rzeczywistości przeważnie jest wymagane uzyskanie znacznie większej trwałości (tabl. 10.4), przy stosowanych większych prędkościach obrotowych.

W związku z tym przy doborze łożysk należy przyjmować łożysko o odpowiednio wyższej nośności C , co pozwoli na uzyskanie żądanej trwałości łożyska przy obciążeniu rzeczywistym niższym od nośności. Zależność między żadaną trwałością, nośnością dynamiczną i rzeczywistym obciążeniem łożyska określa wzór

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p \quad (10.9)$$

w którym:

L — trwałość łożyska w mln obrotów,

C — nośność dynamiczna (wg katalogu),

F — obciążenie równoważne,

p — wykładnik potęgowy: dla łożysk kulkowych $p = 3$, dla łożysk wałeczkowych $p = 10/3$.

Dla wyznaczenia trwałości w godzinach pracy łożyska (L_h) wzór ten przyjmuje postać

Tablica 10.5

Wybrane wartości C/F dla łożysk kulkowych przy różnych L_h (w godzinach) i n (obrotach/min) [8]

Prędkość obrotowa n obr/min	Trwałość L_h w godzinach							
	5000	8000	10 000	12 500	16 000	20 000	25 000	40 000
10	1,45	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,88
100	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	6,20
200	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,81
400	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,83
500	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	10,6
630	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	11,5
800	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	12,4
1 000	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	13,4
1 250	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	14,5
1 600	7,81	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	15,6
2 000	8,43	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	16,8
2 500	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	18,2
3 200	9,83	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	19,6
5 000	11,5	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	22,9
10 000	14,5	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	28,8

U w a g a: wartości C/F dla innych trwałości L_h i innych prędkości obrotowych n oraz wartości C/F dla łożysk wałeczkowych są podane w katalogu łożysk tocznych.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{16\,660}{n} \left(\frac{C}{F} \right)^p \quad (10.10)$$

w której: n — prędkość obrotowa łożyska (obr/min).

Dla ułatwienia obliczeń trwałości L_h można posługiwać się tablicą 10.5 lub tablicami w katalogu.

PRZYKŁAD 10.2. Dobrać łożysko kulkowe zwykłe o średnicy otworu $d = 70$ mm, pracujące z prędkością obrotową $n = 1250$ obr/min i obciążone siłą poprzeczną $F = 11$ kN = 1100 daN; żądana trwałość wynosi $L_h = 10\,000$ h.

Rozwiązanie 1 — z wykorzystaniem tablic

Z tablicy 10.5 odczytujemy: przy $n = 1250$ obr/min i $L_h = 10\,000$ h — $C/F = 9,11$. Z katalogu odszukujemy nośność ruchową łożysk kulkowych zwykłych: $C = 3800$ daN (łożysko — 6014), 6200 daN (6214), 10 400 daN (6314) oraz 14 300 daN (6414). Sprawdzamy kolejno wartość C/F dla łożysk:

$$6014 - \frac{C}{F} = \frac{3800}{1100} \approx 3,454$$

$$6214 - \frac{C}{F} = \frac{6200}{1100} \approx 5,636$$

$$6314 - \frac{C}{F} = \frac{10\,400}{1100} \approx 9,454$$

$$6414 - \frac{C}{F} = \frac{14\,300}{1100} \approx 13,0$$

Dobieramy łożysko serii 6314, dla którego $C/F = 9,454 > 9,11$

Rozwiązanie 2 — wg obliczeń

Wg wzoru 10.10 dla łożysk kulkowych

$$L_h = \frac{16\,660}{n} \cdot \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \frac{16\,660}{n} \cdot \frac{C^3}{F^3}$$

stąd

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n \cdot F^3}{16\,660}} = \sqrt[3]{\frac{10\,000 \cdot 1250 \cdot 11^3}{16\,660}} = \sqrt[3]{998\,650} \approx 99,9 \text{ kN} = 9990 \text{ daN}$$

Dobieramy łożysko kulkowe zwykłe 6314, dla którego $C = 10\,400$ daN > 9990 daN.

PRZYKŁAD 10.3. Obliczyć trwałość łożyska kulkowego 6210, obciążonego siłą poprzeczną $F = 5,4$ kN, pracującego z prędkością obrotową $n = 500$ obr/min.

Rozwiązanie

Z katalogu: dla łożyska 6210 — $C = 3630 \text{ daN} = 36,3 \text{ kN}$

$$\frac{C}{F} = \frac{36,3}{5,4} = 6,72 \approx 6,7$$

Z tablicy 10.5 odczytujemy: przy $n = 500 \text{ obr/min}$ i $C/F = 6,7$ — trwałość łożyska wynosi $L_h = 10\,000$ godzin.

Podane zasady doboru łożysk tocznych odnoszą się do przypadków, gdy łożysko jest obciążone tylko siłą poprzeczną (łożysko poprzeczne) lub tylko siłą wzdłużną (łożyska wzdłużne), tzn. zgodnie z założeniami, wg których ustalona jest nośność ruchowa C w katalogu.

W praktyce prawie zawsze łożyska obciążone są jednocześnie siłą wzdłużną i poprzeczną. Jest to spowodowane m.in. ugięciem wału, wywołującym zmianę kierunku reakcji w łożysku. Ponadto na wał często działają obciążenia ukośne (np. przy przekładniach zębatych z kołami o uzębieniu skośnym — rys. 9.4c i przekładniach ślimakowych), które rozkładają się na siły składowe poprzeczne i wzdłużne w stosunku do osi wału, a tym samym powodują poprzeczne (promieniowe) i wzdłużne (osiowe) obciążenie łożysk. Powoduje to konieczność wyznaczenia **obciążenia równoważnego** (poprzednie określenie: obciążenie zastępcze), którego wartość będzie podstawą doboru łożysk według dotychczas poznanych zasad.

Obciążenia równoważne oblicza się wg ogólnego wzoru

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (10.11)$$

w którym:

F — obciążenie równoważne w daN (wartość podstawiana do wzoru 10.9 lub 10.10).

F_r — składowa promieniowa obciążenia,

F_a — składowa osiowa obciążenia,

X — współczynnik obciążenia promieniowego,

Y — współczynnik obciążenia osiowego.

Wartości współczynników X i Y zależą od rodzaju łożyska oraz od stosunku F_a/F_r .

Poszczególne łożyska poprzeczne mają różną zdolność przenoszenia dodatkowo obciążeń wzdłużnych, a łożyska wzdłużne — do przenoszenia obciążeń poprzecznych. Dlatego podczas obliczania obciążenia równoważnego należy najpierw sprawdzić, w jakim stopniu dane łożysko jest zdolne do przenoszenia innych obciążeń, niż podstawowe.

W katalogu są podane wartości współczynnika e , który charakteryzuje konstrukcje łożyska w zakresie zdolności do przeniesienia dodatkowych obciążeń.

Dla łożysk kulkowych zwykłych wartość e zależy od stosunku F_a/C_o ; przy $F_a/C_o = 0,014 \div 0,56$ wartość e wynosi $0,27 \div 0,53$. Znając stosunek obciążeń F_a/F_r , należy porównać go z wartością e . Gdy $F_a/F_r \leq e$, wówczas wartości współczynników obciążeń wynoszą: $X = 1$; $Y = 0$, co oznacza, że w obliczeniach pomija się wpływ obciążenia osiowego. W tym przypadku $F = F_r$. Gdy $F_a/F_r > e$, wówczas obciążenie równoważne F oblicza się z wzoru 10.11, przyjmując:

$X = 0,56; 0,46$ lub $0,44$ — zależnie od wielkości luzu (mniejsze wartości przy luzach powiększonych),

Y — zależne od stosunku F_a/C_o i wielkości luzu.

Jeżeli obliczona wartość obciążenia równoważnego będzie mniejsza od wartości F_r , należy przyjąć, że $F = F_r$.

Łożyska toczne mogą być stosowane do pracy w temperaturze do $+120^\circ\text{C}$. Nawet jednorazowe nagrzanie łożyska do wyższej temperatury powoduje częściową stratę nośności wskutek odpuszczenia pierścieni lub elementów tocznych i zmniejszenia ich twardości. Dla łożysk narażonych na działanie wyższej temperatury przyjmuje się obniżoną nośność łożyska wg zależności

$$C_e = C \cdot f_t \quad (10.12)$$

przyjmując dla temperatury łożyska 150°C : $f_t = 1,00$; dla 200°C : $f_t = 0,9$; dla 250°C : $f_t = 0,75$ oraz dla 300°C : $f_t = 0,6$.

Ze względu na różne wartości współczynników (X , Y , e) dla poszczególnych łożysk, obliczanie obciążeń równoważnych F należy oprzeć na odpowiednich tablicach podanych w katalogu (lub niektórych tablicach podanych w zbiorze zadań). Dla łożysk obracających się bardzo wolno (przy $n \leq 10$ obr/min) nośność statyczna C_o zależy od trwałego odkształcenia w punktach styku bieżni i elementów tocznych. Przy doborze tych łożysk wystarcza spełnienie warunku, aby maksymalne obciążenie łożyska było mniejsze od nośności statycznej C_o . Jeśli obciążenia działają skośnie, oblicza się obciążenie zastępcze wg wzoru

$$F_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (10.13)$$

w którym:

F_o — równoważne obciążenie statyczne,

F_r, F_a — składowe obciążenia (promieniowa i osiowa),

X_o, Y_o — współczynniki obciążenia promieniowego i osiowego.

Dla łożysk kulkowych zwykłych $X_o = 0,6$, a $Y_o = 0,5$.

Podane zasady doboru łożysk tocznych oparto na przykładzie łożysk kulkowych zwykłych (poprzecznych), ponieważ są one najbardziej rozpowszechnione oraz mają zdolność do jednoczesnego przenoszenia sił poprzecznych i wzdłużnych, nawet przy dużych prędkościach obrotowych. Inne rodzaje łożysk tocznych dobiera się wg podobnych zasad, różniących się głównie wartościami współczynników X , Y , e (lub X_o , Y_o przy nośności

spoczynkowej). Ze względu na konieczność ustalania wartości tych współczynników dla konkretnych łożysk (zarówno pod względem rodzaju, jak i wielkości łożyska), obliczanie i dobór łożysk należy wykonywać z użyciem odpowiednich tablic z katalogu.

PRZYKŁAD 10.4. Dobrać łożysko kulkowe zwykle o średnicy otworu $d = 90$ mm, pracujące z prędkością obrotową $n = 800$ obr/min i obciążone siłą poprzeczną $F_r = 9,5$ kN $= 950$ daN oraz siłą wzdłużną $F_a = 3,8$ kN $= 380$ daN; żądana trwałość łożyska wynosi $L_h = 12\,500$ h.

Rozwiązanie

Z tablicy 10.5 odczytujemy: dla $n = 800$ obr/min i $L_h = 12\,500$ h

$$\frac{C}{F} = 8,43$$

stąd

$$C = 8,43 \cdot F = 8,43 \cdot 9,5 \approx 80,1 \text{ kN} = 8010 \text{ daN}$$

Z katalogu dobieramy wstępnie łożysko 6218, dla którego $C = 9570$ daN oraz $C_o = 6200$ daN (łożysko 6018 ma za małą nośność: $C = 5850$ daN).

Ustalamy wartość współczynnika e . Dla wartości

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{380}{6200} = 0,0613$$

odczytujemy z tablic w katalogu: dla $F_a/C_o = 0,0613$, $e = 0,3538$.

Sprawdzamy, czy należy uwzględnić siłę wzdłużną. Ponieważ

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{380}{950} = 0,4 > e$$

należy obliczyć obciążenie zastępcze. Z katalogu: dla $e = 0,3538$ — $X = 0,56$; $Y = 1,531$. Mamy więc

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 950 + 1,531 \cdot 380 = 1113,78 \text{ daN}$$

Wymaganą nośność ruchową łożyska obliczamy wg wzoru 10.10

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n \cdot F^3}{16\,600}} = \sqrt[3]{\frac{12\,500 \cdot 800 \cdot 1113,78^3}{16\,600}} \approx 9407 \text{ daN}$$

Dobre wstępnie łożysko (6218) spełnia żądane warunki, ponieważ $C = 9407 \text{ daN} < 9570 \text{ daN}$, tj. nie przekracza nośności ruchowej podanej w katalogu dla danego łożyska.

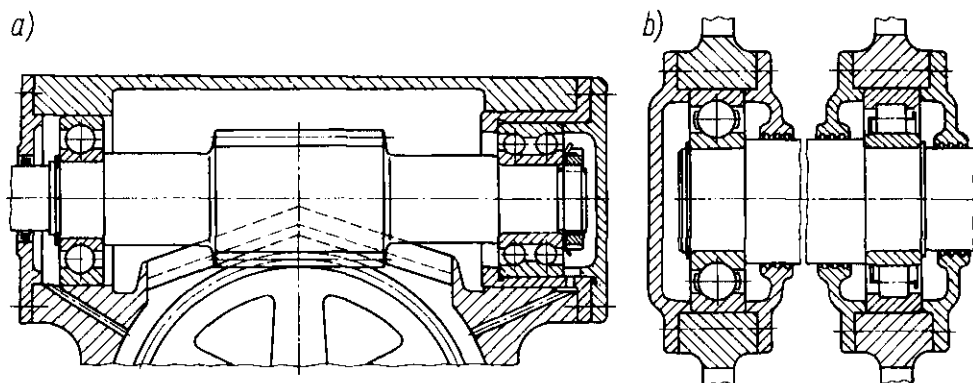
U w a g a: przy wyznaczaniu wartości e oraz Y wg tablic w katalogu stosowano interpolację liniową.

Osadzanie łożysk tocznych na wałach i w korpusach maszyn. Pełne wykorzystanie zalet łożysk tocznych zależy zarówno od doboru łożysk odpowiednich dla danych warunków pracy, jak i od właściwego osadzenia

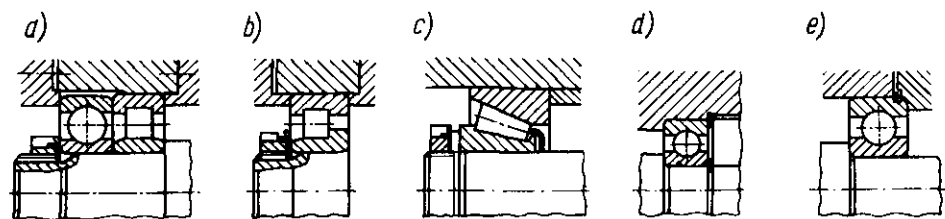
łożysk na wale i w korpusie maszyny. Osadzanie łożysk tocznych powinno zapewnić ustalenie wzdłużne wału i łożysk oraz uzyskanie właściwego luzu łożyskowego w czasie pracy łożyska.

Prawidłowe ustalenie wzdłużne polega na tym, że jedno łożysko ustala wał w kierunku wzdłużnym, tzn. zapewnia stałe położenie jednego czopa wału względem korpusu maszyny, natomiast drugie łożysko powinno mieć możliwość wzdłużnego przesuwu względem korpusu, aby nie kępować odkształceń cieplnych wału oraz dla zabezpieczenia przed nadmiernym wzrostem naprężeń, np. w wyniku usterek montażu.

Najczęściej stosowany sposób ustalania wzdłużnego pokazano na rys. 10.18. Pierścienie wewnętrzne obu łożysk są osadzone wciskowo na czopach wału i opierają się o odsadzenia, a ponadto są zabezpieczone przed przesunięciami za pomocą pierścienia osadczego lub nakrętki. Pierścień zewnętrzny łożyska prawego (wg rys. 10.18) jest osadzony sztywno między powierzchnią specjalnej tulei a pokrywą, natomiast pierścień zewnętrzny lewego łożyska może się przesuwać względem korpusu, np. przy odkształceniach wzdłużnych (cieplnych) wału.



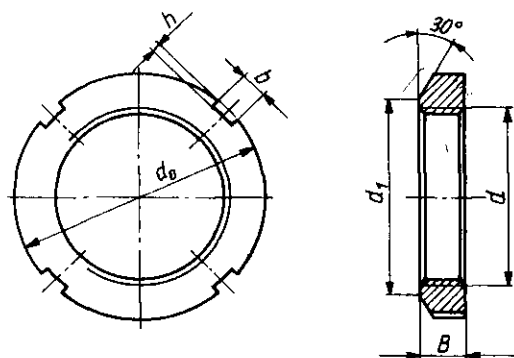
Rys. 10.18. Ustalanie wzdłużne łożysk kulkowych [8]



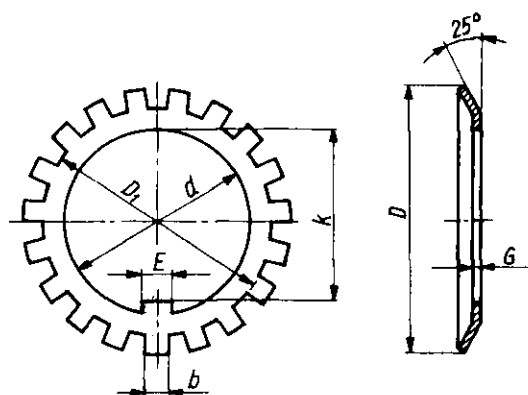
Rys. 10.19. Mocowanie łożysk za pomocą: a, b, c) nakrętek, d, e) pierścieni osadczych sprężynujących [8]

Na rysunku 10.19a, b, c pokazano mocowanie łożysk na wale za pomocą nakrętek łożyskowych (rys. 10.20) i podkładek zębatych (rys. 10.21). Wewnętrzny ząb o szerokości E jest osadzony w rowku i unieruchamia podkład-

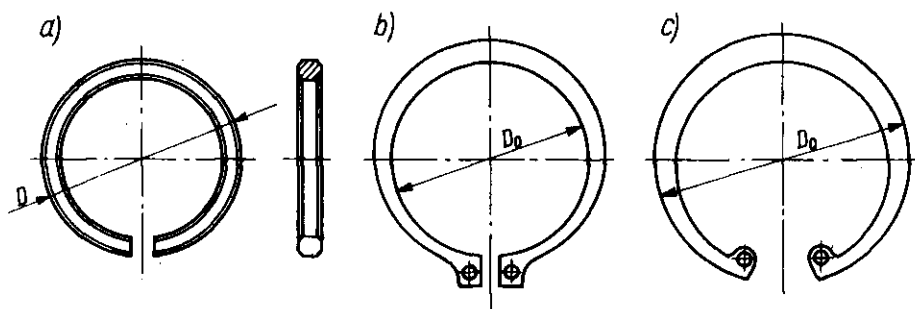
kę zębatą względem wału. Po docisnięciu pierścienia nakrętką jeden z zębów zewnętrznych podkładki zagina się w głąb odpowiedniego rowka nakrętki, zabezpieczając ją przed samoczynnym odkręcaniem się. Nakrętki łożyskowe o 4 lub 8 rowkach są objęte normą PN-82/M-86478, zaś podkładki zębate normą PN-82/M-86482.



Rys. 10.20. Nakrętka łożyskowa [6]



Rys. 10.21. Podkładka zębata [6]



Rys. 10.22. Pierścień osadcze sprężynujący: a) wg PN-83/M-86491, b, c) wg PN-81/M-85111 [6]

Pierścienie łożysk są ustalane wzdłużnie również za pomocą pierścieni sprężynujących (rys. 10.22), osadzanych w kanałkach wału lub korpusu łożyska (rys. 10.19d) albo w rowku pierścienia zewnętrznego łożysk serii 60, 62, 63, 64 typu N lub NR (rys. 10.19e).

Omówiona zasada ustalania wzdłużnego jest stosowana dla prawie wszystkich łożysk kulkowych i walcowych. Nieprzestrzeganie tej zasady może doprowadzić do zakleszczenia elementów tocznych i zniszczenia łożyska, przy czym zakleszczenie może wystąpić przy montażu lub w czasie pracy w wyniku wydłużenia wału.

W przypadku łożysk skośnych jednorzędowych lub łożysk stożkowych (rys. 10.19c) podczas ustalania wzdłużnego jednocześnie reguluje się wielkość luzu wzdłużnego, stosując odpowiedni zacisk wstępny. O prawidłowej pracy łożysk tocznych decydują również **pasowania pierścieni łożyska z wałem i oprawą**. Przy doborze pasowań w szczególności należy przestrzegać, aby:

- w czasie pracy łożyska istniał właściwy luz poprzeczny, zabezpieczający przed zakleszczeniem się elementów tocznych między bieżniami;
- nie wystąpiło obracanie się pierścieni łożyska względem wału i oprawy.

W czasie pracy łożysk tocznych (poza łożyskami wzdłużnymi) po obciążonej stronie elementy toczne stykają się z bieżniami obu pierścieni. Najkorzystniejsze warunki pracy istniałyby wówczas, gdyby elementy toczne stykały się z bieżniami również po stronie nie obciążonej, między innymi ze względu na rozłożenie siły nacisku na prawie wszystkie elementy toczne. Taki stan jest jednak bardzo trudny do osiągnięcia, dlatego w łożyskach tocznych występuje najczęściej minimalny luz roboczy.

Rozpatrując warunki pracy łożyska wyróżnia się trzy **podstawowe przypadki obciążenia łożyska**:

1) obciążenie wirujące pierścienia wewnętrznego przy jednoczesnym obciążeniu miejscowym pierścienia zewnętrznego (pierścień wewnętrzny obraca się względem nieobracającego się obciążenia i pierścienia zewnętrznego), np. w skrzyniach przekładniowych; jest to przypadek najczęściej występujący w praktyce (tzw. **ruchomy wałek**);

2) obciążenie miejscowe pierścienia wewnętrznego, natomiast obciążenie wirujące pierścienia zewnętrznego (tzw. **ruchoma oprawa**); przykładem tego rodzaju obciążenia może być łożysko nie napędzane koła samochodu;

3) kierunek obciążenia obu pierścieni zmienia się, np. gdy na oba pierścienie działają obciążenia wirujące i oscylujące; przykładem mogą być sita, maszyny wibracyjne itp.

W pierwszym przypadku pierścień wewnętrzny jest osadzany ciasno, a zewnętrzny z niewielkim luzem, a w drugim — odwrotnie. W trzecim przypadku należy ciasno osadzać oba pierścienie.

W podanych przypadkach podczas montażu (wciskania) pierścienia powstają w materiale pierścienia odkształcenia sprężyste, powodujące zmniejszenie wstępnego luzu łożyskowego (istniejącego przed jego zamontowaniem),

co przy zbyt ciasnym pasowaniu może doprowadzić do zakleszczenia elementów tocznych.

Tolerancje otworów w pierścieniach wewnętrznych i średnic pierścieni zewnętrznych są jednakowe dla tych samych wymiarów nominalnych. Przy kojarzeniu otworu w łożysku z normalnymi wałkami nie wystąpi pasowanie normalne, gdyż wartości odchyłek dla łożysk tocznych są inne niż przyjęte w układzie pasowań wg ISO dla wałków i otworów.

Normy **dokładności wykonania łożysk tocznych** (PN-89/M-86406) obejmują 4 klasy dokładności: P0, P6, P5, P4, przy czym klasa P0 jest określona jako normalna, a największą dokładność wykonania mają łożyska klasy P4. Dla łożysk poprzecznych w każdej klasie są określone wartości odchyłek (i tolerancje) dla otworu w pierścieniu wewnętrznym, średnicy pierścienia zewnętrznego i szerokości pierścieni, a także maksymalne bicie poprzeczne i maksymalna nierównoległość czoł.

Tolerancje dla średnicy czopa wału i średnicy otworu w oprawie dobiera się wg PN, przy czym czopy wałów wykonuje się najczęściej z tolerancjami od g6 do r6, otwory zaś w korpusach (oprawach) — od J7 do P7 (gdzie 6 i 7 oznaczają klasy dokładności wykonania). Ze względu na odrębność norm dokładności dla łożysk tocznych podane symbole nie charakteryzują rodzaju pasowania. Szczegółowe dane dla doboru pasowań w zależności od rodzaju łożysk i charakteru jego pracy są zawarte w katalogu łożysk tocznych. Ogólnie można określić, że ciśniejsze pasowania stosuje się przy osadzaniu łożysk tocznych pracujących w cięższych warunkach.

Zakładanie i zdejmowanie łożysk. Prawidłowy montaż jest jednym z czynników decydujących o poprawnej pracy łożysk tocznych. Przed przystąpieniem do zakładania łożysk należy usunąć ewentualne drobne uszkodzenia powierzchni osadczych, stępić ostre krawędzie, a następnie dokładnie oczyścić wszystkie części. Po sprawdzeniu współosiowości gniazd, prostoliniowości wału i dokładności wymiarów należy lekko naoliwić powierzchnie montażowe wału i oprawy. Łożyska toczne wyjmuje się z opakowania bezpośrednio przed montażem. Mniejsze łożyska wtłacza się najczęściej za pomocą tulei i młotka lub za pomocą prasy, zwracając uwagę na współosiowość otworu łożyska i czopa wału. W celu ułatwienia montażu można podgrzać łożyska w oleju do temperatury $80 \div 90^{\circ}\text{C}$; ten sposób stosuje się głównie do łożysk o średnicy otworu powyżej 60 mm.

Przy zakładaniu (lub zdejmowaniu) łożyska należy przestrzegać zasady, aby siły użyte do zakładania (zdejmowania) łożysk nie działały na elementy toczne. Po założeniu łożysk należy sprawdzić prawidłowość ich pracy w ruchu.

Łożyska toczne zdejmuje się w celu:

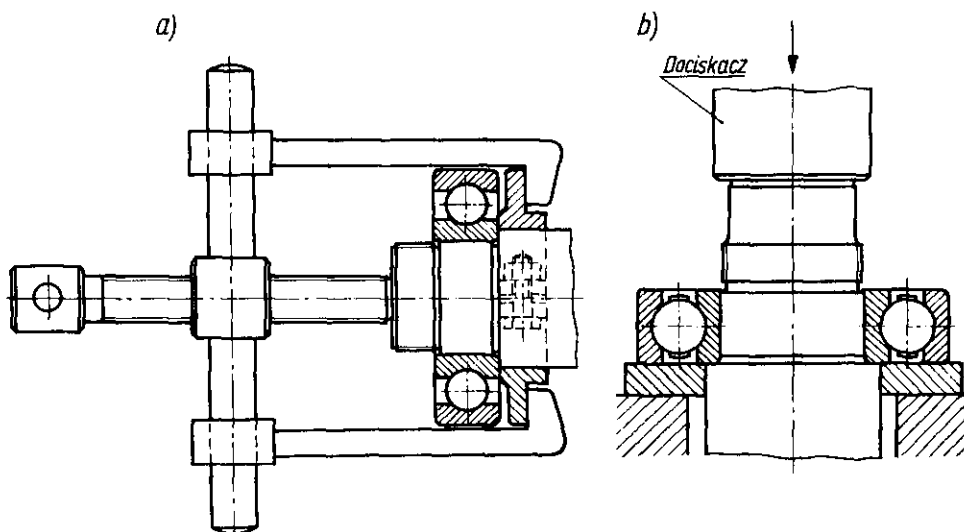
- wymiany łożyska zużytego;
- umożliwienia wymiany innych elementów osadzonych na wale — przewijając ponowne jego założenie.

W obu przypadkach łożyska zdejmuje się za pomocą specjalnych ściągaczy do łożysk tocznych lub za pomocą prasy. Najprostsze przykłady zdejmowania

łożysk przedstawiono na rys. 10.23. Niedopuszczalne jest zdejmowanie łożysk przez bezpośrednie uderzenia młotkiem.

Po zdjęciu łożysk należy zbadać zarówno łożysko, jak i całe ułożyskowanie, aby ustalić ewentualne wady dotychczasowego łożyskowania, np.:

- wyciekanie smaru spod pokrywy świadczy o wadliwym uszczelnieniu łożyska lub jego uszkodzeniu,



Rys. 10.23. Zdejmowanie łożysk z czopów za pomocą: a) ściągacza, b) prasy [8]

- oznaki nierównomiernego łuszczenia po jednej stronie bieżni zużytego łożyska wzdłużnego świadczą, że łożysko było wadliwie ustawione względem osi wału; zaobserwowanie tych objawów umożliwia uniknięcie tego samego błędu przy montażu nowego łożyska.

Łożyska przewidziane do ponownego użycia powinny być zdejmowane szczególnie ostrożnie, następnie umyte np. w nafcie lub zmywaczu „Antykor” i po zbadaniu przydatności zakonserwowane w odpowiednim smarze do czasu ponownego montażu.

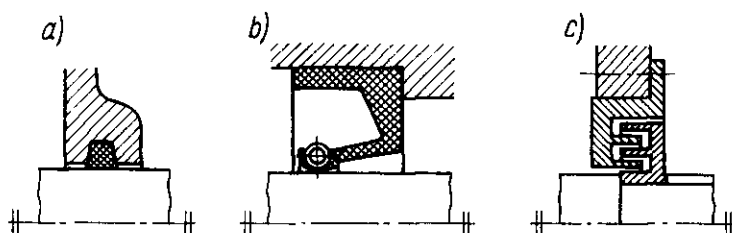
Smarowanie i uszczelnianie. W łożyskach tocznych smar spełnia następujące zadania:

- zmniejsza zużycie powierzchni bieżni i elementów tocznych,
- odprowadza ciepło,
- chroni łożysko przed zanieczyszczeniami i wilgocią.

Łożyska toczne wymagają na ogół niewielkich ilości smaru, zwłaszcza że jego nadmiar zwiększa opory tarcia. W łożyskach pracujących w temperaturze do $+70^{\circ}\text{C}$ stosuje się smary plastyczne; w temperaturze wyższej od 80°C lepsze wyniki osiąga się przy stosowaniu olejów mineralnych. Dobór odpowiedniego smaru i systemu smarowania zależy od rodzaju łożyska i jego warunków pracy.

W zależności od rodzaju smaru i systemu smarowania konieczne jest odpowiednie uszczelnienie łożyska, zabezpieczające przed wyciekaniem smaru. Uszczelnienie zabezpiecza również przed przenikaniem z zewnątrz ciał obcych, np. pyłu lub wilgoci.

Uszczelnienia mogą być nie związane z łożyskiem (np. między pokrywą i wałem) lub też mogą występować bezpośrednio w łożysku. Wśród uszczelnień nie związanych z łożyskiem rozróżnia się uszczelnienia: pierścieniem filcowym (rys. 10.24a), kołnierzowe (rys. 10.24b) i labiryntowe (rys. 10.24c). Rodzaj uszczelnienia zależy od prędkości obwodowej wału i od zakresu temperatury nagrzania smaru. Uszczelnienia kołnierzowe są objęte normami: PN-81/M-86960 oraz PN-72/M-86964 i 86965.



Rys. 10.24. Uszczelnienie: a) pierścieniem filcowym, b) kołnierzowe, c) labiryntowe [8]

Wśród łożysk z uszczelnieniem rozróżnia się m.in. łożyska z blaszkami ochronnymi, oznaczone (po numerze łożyska) literami Z lub ZZ oraz łożyska z uszczelkami gumowymi, oznaczone podobnie literami RS lub 2RS. Łożyska te mają blaszki lub uszczelki wciśnięte w podtoczenie w pierścieniu zewnętrznym. Łożyska z obustronnym uszczelnieniem (zakryte) odmian ZZ i 2RS są napełniane przez wytwórcę specjalnym smarem, którego zapas wystarcza na cały okres pracy łożyska. Łożysk tych nie wolno myć ani podgrzewać w gorącym oleju przed montażem.

10.4. Tribologia

Tribologia jest to nauka i wiedza o procesach zachodzących w ruchomym styku ciał stałych. W jej zakres wchodzi badania nad tarcieniem, zużyciem i smarowaniem zespołów ruchomych maszyn. Badania nad tarcieniem prowadzili tacy uczeni, jak Leonardo da Vinci, Euler, Newton i wielu innych.

Dla mechaników tribologia stanowi równie ważną naukę, jak mechanika, wytrzymałość materiałów i materiałoznawstwo, a jej znajomość jest niezbędna przy konstruowaniu i eksploatacji ruchomych węzłów maszyn, takich jak: łożyska, przekładnie, sprzęgła, hamulce itp. Stosowanie tej wiedzy w praktyce pozwala osiągnąć polepszenie sprawności, niezawodności i trwałości różnych urządzeń.

Niektóre wiadomości o tarcu i smarowaniu są także podane w innych rozdziałach podręcznika. W tym rozdziale ujęto niektóre informacje z zakresu tribologii w sposób bardziej usystematyzowany.

Teoria tarcia. Leonardo da Vinci po raz pierwszy wprowadził nazwę *siła tarcia* oraz sformułował dwa prawa dotyczące tego zjawiska:

1. Siła tarcia jest wprost proporcjonalna do obciążenia.
2. Siła tarcia jest niezależna od powierzchni tarcia.

Pojęcie *powierzchnia tarcia* nie jest jednoznaczne dla rozpatrywania zagadnień z zakresu teorii tarcia. Dlatego w tribologii rozróżnia się:

- *nominalną* powierzchnię styku, określoną wymiarami nominalnymi styku ciał, między którymi zachodzi tarcie;
- *rzeczywistą* powierzchnię styku, która jest sumą mikrostyków w obszarze powierzchni nominalnej.

Rzeczywistą powierzchnię styku można zobrazować następująco: pod wpływem obciążenia początkowo stykają się wierzchołki nierówności. W miarę zwiększania nacisku następują odkształcenia plastyczne mikronierówności, powodując zwiększanie powierzchni styku. Stan taki trwa aż do chwili, gdy rzeczywista powierzchnia styku jest wystarczająco duża, aby przenieść obciążenie zewnętrzne.

Należy podkreślić, że współcześnie prowadzone badania nad tarcielem wykazują, iż zjawisko to jest bardzo złożone, co uniemożliwia opracowanie jednoznacznej, uniwersalnej teorii tarcia.

Rodzaje tarcia. Tarcie jest zjawiskiem najczęściej spotykanym zarówno w przyrodzie, jak i w technice. Tarcie może być oceniane jako negatywne (opory ruchu ślizgania lub toczenia w łożyskach, przekładniach zębatych itp.) lub pozytywne (w sprzęgłach ciernych, w hamulcach itp.).

Rozróżnia się tarcie **suche** (między powierzchniami nie smarowanymi), **mieszane** i **płynne** (gdy powierzchnie są rozdzielone warstwą środka smarowego).

Stan przejścia ze stanu spoczynku do ruchu określa się jako tarcie **statyczne** (spoczynkowe); w czasie ruchu występuje tzw. tarcie **kinetyczne** (ślizgowe lub toczne) i ponownie — przy przejściu w stan spoczynku — tarcie statyczne.

Tarcie **ślizgowe** stanowi opór przesuwających się elementów i występuje w ruchu postępowym, postępowo-zwrotnym, obrotowym i wahadłowym. Tarcie **toczne** występuje przy toczeniu się kulki po powierzchni — wówczas tocząca się sztywna kulka powoduje odkształcenia sprężyste podłoża.

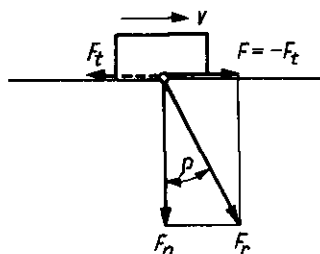
Procesom tarcia towarzyszą straty energetyczne oraz — wywołane zużyciem — straty materiałowe i ekonomiczne. Szacunkowo ocenia się, że ok. 1/3 światowej produkcji energii zużywa się na pokonanie oporów tarcia — zatem wdrażanie wyników badań tribologicznych ma istotne znaczenie dla poprawy bilansu energetycznego i ekonomicznego.

Obliczanie siły tarcia. Klasyczne prawo tarcia brzmi: siła F równoważąca siłę tarcia, składając się z siłą normalną F_n , daje wypadkową F_r (rys. 10.25).

Kąt zawarty między tą wypadkową a siłą normalną nazywa się kątem tarcia. Jeśli więc $F = |F_t|$, to

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{F_t}{F_n} = \mu \quad (10.14)$$

a więc tangens kąta tarcia stanowi wartość współczynnika tarcia ślizgowego.



Rys. 10.25. Schemat tarcia ślizgowego po płaszczyźnie poziomej

Współczesne badania nad tarcieniem charakteryzują się tym, że od pomiarów sił F_t i F_n (w celu obliczenia μ) przechodzi się do prób zapisu tego procesu w postaci zależności μ od parametrów styku i warunków ruchu. Prowadzone badania tribologiczne wykazują, że opory tarcia suchego i mieszanego są spowodowane również: ścinaniem styków nierówności współpracujących powierzchni, twardością warstwy wierzchniej, wytrzymałością na ścinanie itd. Coraz wnikliwsze dociekania nad naturą procesu tarcia pozwalają na przewidywanie jakości i wartości tarcia — co uznaje się za podstawowy cel tribologii w aspekcie jej znaczenia dla konstrukcji i eksploatacji maszyn.

Na podstawie wyników badań tribologicznych, prowadzonych przez różnych uczonych, wyprowadzane są prawa tarcia w innej postaci, np.:

$$\mu = \frac{R_t}{HB} + \operatorname{tg} \varphi \quad (10.15)$$

gdzie R_t — wytrzymałość na ścinanie współpracujących materiałów, HB — twardość warstwy wierzchniej, φ — średni kąt nachylenia mikronierówności do kierunku siły stycznej.

$$\mu = \frac{R_t}{R_e} \quad (10.16)$$

gdzie R_e — granica plastyczności warstwy wierzchniej.

$$\mu = \frac{R_{to}}{R_e} + k \quad (10.17)$$

gdzie R_{to} — wytrzymałość metalu na ścinanie przy naprężeniach normalnych równych zeru, k — miara wzrostu zmian naprężeń stycznych wraz ze wzrostem naprężeń normalnych

$$\mu_d = K \sqrt{\frac{h}{r}} \quad (10.18)$$

gdzie μ_d — mechaniczny współczynnik tarcia, K — współczynnik zależny od rodzaju styku (sprężysty czy plastyczny), h — głębokość zagłębienia pojedynczej nierówności, r — promień zaokrąglenia nierówności.

W innych zależnościach uwzględnia się w jeszcze szerszym stopniu wpływ oddziaływania kształtu, wielkości nierówności, adhezji (zjawiska łączenia się dwóch różnych ciał na granicy zetknięcia) oraz innych czynników na wielkość oporów tarcia.

Wzory 10.15 ÷ 10.18 podano w celu ogólnego zapoznania czytelników z tendencjami badań tribologicznych.

Zużywanie. Zużywaniem elementów maszyn nazywa się ubytek masy lub trwałe odkształcenie powierzchni ciała stałego. Skutkiem zużywania jest zużycie, które występuje z przyczyn:

- nietribologicznych (nie związanych z tarciami),
- tribologicznych (związanych z tarciami).

Do przyczyn nietribologicznych zalicza się głównie korozję chemiczną, tj. niszczenie elementów pod wpływem czynników chemicznych, najczęściej gazów, które reagując na metale tworzą na ich powierzchni warstwę stałą zgorzeliny.

Do scharakteryzowania procesu zużywania najczęściej stosuje się pojęcie szybkości zużywania, czyli odniesienie ubytku (objętościowego, masowego lub liniowego) do jednostki czasu, drogi tarcia itp.

Zużywanie tribologiczne. W elementach maszyn występuje na ogół zużycie ustabilizowane: po okresie wstępnego docierania współpracujących elementów (przy malejącej intensywności zużywania) następuje okres normalnej eksploatacji (przy stałej intensywności zużywania). Po tym okresie mogą wystąpić zaburzenia w pracy wskutek zwiększenia luzów, zużycia utwardzonej warstwy wierzchniej itp. Pod koniec tego okresu zespół tribomechaniczny (zespół dwóch współpracujących elementów maszyn oraz smar jako czynnik pośredniczący w ich styku) powinien być wymieniony, aby nie dopuścić do zużycia awaryjnego.

Rozpatrując procesy zużywania zespołu części maszyn należy zawsze mieć na uwadze zużycie obydwóch współpracujących elementów. Należy także zwrócić uwagę, że omówione poniżej procesy mogą występować równocześnie — i wówczas trzeba wyróżnić proces wiodący, najbardziej wpływający na zużycie. Rodzaje procesów zużywania tribologicznego podano w tablicy 10.6.

Ścieranie (zużycie ściernie) jest najpowszechniejszym rodzajem zużycia, występującym wszędzie tam, gdzie luźne ścierniwo przesuwają się po powierzchni ciała stałego. W elementach maszyn zużycie ściernie powodują głównie twarde zanieczyszczenia (np. produkty zużycia współpracujących materiałów), przedostające się do środków smarnych lub do szczeliny smarowej.

Rodzaje procesów zużywania tribologicznego i ich charakterystyka [7]

Charakter zużycia	Rodzaj zużycia	Przyczyny	Rodzaj ruchu	Rodzaj tarcia	Uwagi
Chemiczno-mechaniczny	utleniające, ściernie	mechaniczne niszczenie chemicznie wytworzonych struktur powierzchniowych	ślizgowe (toczny)*)	suche i mieszane	w określonych warunkach zużycie normalne, o małej intensywności
Mechaniczny	ściernie	mikroskrawanie	ślizgowe	suche	na ogół duża intensywność zużywania
	zmęcenio-we: – łuszczenie – wykruszanie	zmęczenie warstwy wierzchniej wskutek cyklicznych obciążeń	toczny lub toczny z poślizgiem	suche mieszane płynne	niszczenie do uszkodzenia
	odkształceniowe	odkształcenie plastyczne warstwy wierzchniej	ślizgowy toczny	suche mieszane (płynne)*)	uszkodzenie
Fizyczno-mechaniczny	adhezyjne	szepianie, zrastanie i mechaniczne niszczenie mikropołączeń (na zimno)	ślizgowy	suche	uszkodzenie
	cieplne	jw., z większą intensywnością wskutek podgrzania warstwy wierzchniej	ślizgowy	suche	uszkodzenie

*) Nawias oznacza, że podany rodzaj zużywania występuje również przy tym rodzaju ruchu lub tarcia.

Zużycie zmęczeniowe wywołane jest tarcieniem tocznym i występuje podczas toczenia lub toczenia z poślizgiem. Typowymi rodzajami tego zużycia jest łuszczenie i wykruszanie.

Zużycie przez łuszczenie (spalling) występuje w styku suchym lub też w styku słabo smarowanym i polega na oddzielaniu się materiału w postaci łusek (na powierzchniach zużytych występują obszerne, ale płytkie ubytki). W częściach maszyn zużycie tego rodzaju występuje w słabo smarowanych łożyskach tocznych i przekładniach zębatych.

Zużycie przez wykruszanie (pitting) występuje w smarowanym styku a jego przyczyną jest głównie zmęczenie warstwy wierzchniej. Proces wykruszania składa się jakby z trzech faz: I — tworzenie się mikroszczelin pod wpływem zmęczenia, II — rozklinowywanie mikroszczelin pod wpływem wtłaczanego oleju podczas przetaczania elementów po sobie i III — wrywanie cząstek materiału z warstwy wierzchniej (powierzchnie zużyte są gęsto usiane drobnymi jamkami i wyglądają jak „po ospie”). W zespołach maszyno-

wych pitting występuje w łożyskach tocznych, przekładniach zębatych, napędach krzywkowych itp.

Zużycie adhezyjne zachodzi najczęściej przy małych prędkościach i dużych naciskach — w warunkach niedostatecznego smarowania (lub jego braku). Występy nierówności powierzchni są wówczas szczepiane, a następnie ścinane. Podczas współpracy materiałów o różnej wytrzymałości (np. przy tarcu cyny po stali) zużycie to jest minimalne. Podczas współpracy materiałów o zbliżonej wytrzymałości występuje głębokie wrywanie cząstek z jednej powierzchni; cząstki wrywane i przywarte do trących się powierzchni bruzdują je, przyspieszając proces zużywania — co jest niedopuszczalne w eksploatacji maszyn. Zużywanie adhezyjne może zachodzić w wolnobieżnych łożyskach ślizgowych, a czasami w przekładniach ślimakowych — zwłaszcza gdy wymienione węzły maszyn są niedostatecznie smarowane, a materiały zespołu — źle dobrane.

Zużycie cieplne występuje przy dużych prędkościach tarcia i dużych naciskach w zespołach tribomechanicznych. W tych warunkach pracy wytwarza się dużo ciepła i może wystąpić nawet nadtapianie metalu; proces ten w konsekwencji wywołuje nawet zatarcie, a więc awarię zespołu. Zużycie takie jest niedopuszczalne.

Uogólniając przedstawione informacje należy stwierdzić, że na zużycie ruchowych węzłów maszyn wpływają głównie: rodzaj współpracujących materiałów i ich smarowanie, obciążenie, prędkość współpracujących elementów oraz temperatura na powierzchniach styku.

Przeciwdziałanie zużyciu rozpoczyna się już na etapie konstruowania. Konstruktor powinien dążyć do takiego zaprojektowania zespołu tribomechanicznego, aby wyeliminować możliwe zużycie lub co najmniej sprowadzić je do minimum. Znając założone warunki pracy danego węzła tarcia (łożyska ślizgowe, przekładni itd.), należy dobrać odpowiednie materiały na współpracujące elementy. W świetle wyników badań tribologicznych można przykładowo na panewki łożyska ślizgowego zastosować bimetale. Bimetale mają twarde podłoże (głównie stal o dużej R_e) z naniesioną cienką warstewką miękkiego metalu (stop łożyskowy, małe R_t). Stosowane obecnie stopy łożyskowe (np. babbity) są grubowarstwowe i w przypadku tarcia mieszanego nie zapewniają uzyskania małego współczynnika tarcia, natomiast zastosowanie bimetalu daje zmniejszenie oporów tarcia oraz znaczne oszczędności drogich materiałów.

Ogólnie można podać, że współpracująca para materiałów powinna wykazywać małe tarcie; materiały te powinny charakteryzować się odpowiednią docieralnością, odpornością na zużycie, zwłaszcza na zatarcie, oraz niską wartością współczynnika tarcia w funkcji parametrów ruchowych (obciążenia, prędkości i temperatury). Ponieważ na ogół nie ma materiałów spełniających wszystkie wymagania jednocześnie, dlatego przy ich doborze należy zastosować pewien kompromis tak, aby z punktu widzenia tribologii materiały te były możliwie najkorzystniej dobrane.

Na etapie konstruowania narzuca się też założenia technologiczne i eksploatacyjne, które w procesie produkcyjnym powinny być ściśle przestrzegane.

Smarowanie. Konstruując poszczególne węzły tarcia, należy przewidzieć odpowiednie smarowanie. Jak wiadomo, głównymi celami smarowania są: zmniejszenie tarcia oraz wyeliminowanie — lub zmniejszenie — zużycia; odpowiednie smarowanie polepsza także odprowadzanie ciepła z obszarów styku i odprowadzanie z nich zanieczyszczeń. Radykalnie cele te można osiągnąć jedynie w procesie tarcia płynnego, tj. wtedy, gdy powierzchnie trących się ciał są całkowicie rozdzielone warstewką środka smarnego (tzw. filmu smarowego).

Tarcie płynne można uzyskać, stosując jako środki smarne: ciecze (oleje), gaz (np. powietrze) lub smary stałe (np. grafit). O znaczeniu zamiany tarcia suchego na płynne świadczy porównanie: przeciętny współczynnik tarcia przy tarcu suchym wynosi $0,1 \div 0,3$, a przy tarcu płynnym — $0,002 \div 0,005$ (przy tarcu mieszanym występują wartości pośrednie), co oznacza uzyskanie wielokrotnego zmniejszenia strat tarcia oraz strat spowodowanych zużyciem. Z podanego porównania wynika, że w miarę możliwości należy zawsze dążyć do uzyskania tarcia płynnego.

Tarcie płynne uzyskuje się przy stosowaniu smarowania hydrodynamicznego lub hydrostatycznego; w obu przypadkach następuje rozdzielenie współpracujących powierzchni przez wytworzenie w szczelinie smarowej odpowiedniego ciśnienia.

Przy smarowaniu hydrodynamicznym w czasie rozruchu tworzy się klinowo zwężająca się szczelina smarowa (w kierunku ruchu), a następnie, dzięki ruchowi względnemu trących się ciał oraz lepkości środka smarnego i jego przyczepności do powierzchni trących, uzyskuje się tarcie płynne.

Przy smarowaniu hydrostatycznym ciśnienie w szczelinie smarowej wytwarzane jest za pomocą pompy umieszczonej poza układem tribomechanicznym. Tarcie płynne uzyskuje się w wyniku występowania tzw. poduszki olejowej lub powietrznej, m.in. przy bardzo małych prędkościach roboczych. Wadą tego smarowania jest konieczność stosowania specjalnych układów smarowniczych z pompami wysokiego ciśnienia itd., co ogranicza jego zastosowanie do niezbędnych przypadków.

Podsumowując podane tu wybrane informacje z zakresu tribologii, należy stwierdzić, że prowadząc odpowiednie badania i wprowadzając ich wyniki w praktyce, można osiągnąć bardzo duże oszczędności, zarówno w zużyciu energii, jak i w wyniku zmniejszenia zużycia elementów pracujących w węzłach trących.

Więcej informacji z zakresu tribologii — m.in. na temat materiałów ślizgowych i rodzajów środków smarnych — można znaleźć w literaturze, w tym w książce Z. Lawrowskiego *Tribologia* [7].

11. Przekładnie zębate

11.1. Ogólna charakterystyka napędów i przekładni

Wiadomości wstępne. 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. Dlatego w dalszej treści omówione zostaną głównie napędy mechaniczne kołowe, służące do przekazywania ruchu obrotowego.

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.

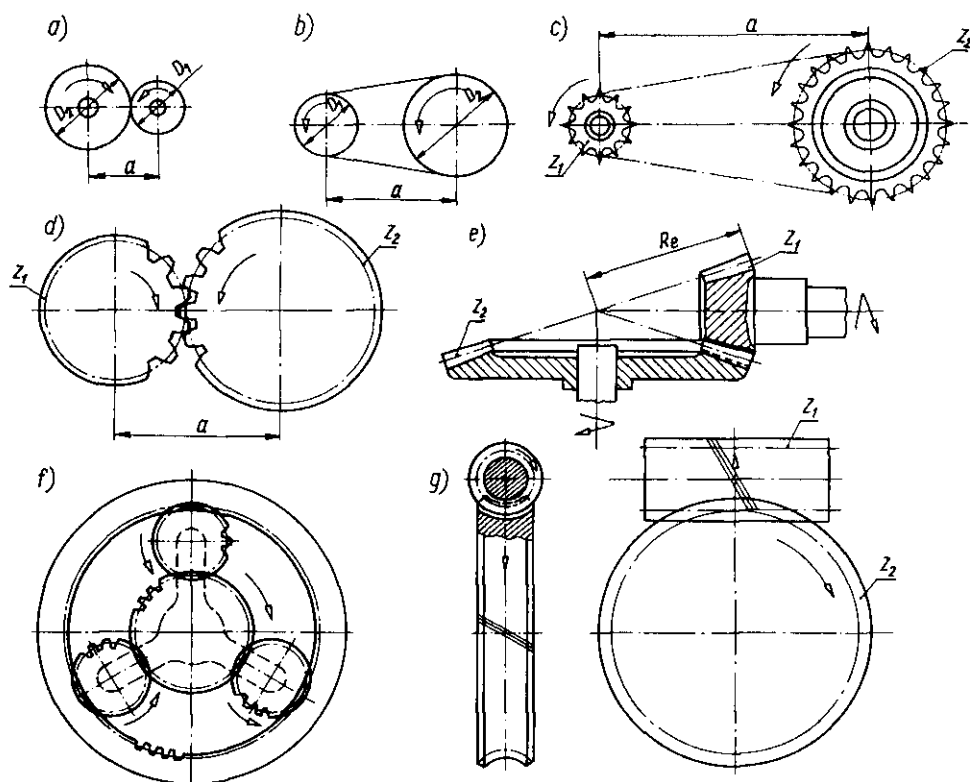
Potrzebę stosowania przekładni można uzasadnić następująco:

- 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 cięgiem (rys. 11.1).



Rys. 11.1. Rodzaje przekładni mechanicznych: a) cierna, b) pasowa, c) łańcuchowa, d + g) przekładnie zębate (d — walcowa, e — stożkowa, f — planetarna, g — ślimakowa) [3]

W zależności od sposobu przenoszenia ruchu obrotowego rozróżnia się przekładnie: cierne (rys. 11.1a), cięgnowe (a wśród nich pasowe — rys. 11.1b i łańcuchowe rys. 11.1c) oraz zębate (rys. 11.1d, e, f, g).

Podstawowe cechy użytkowe przekładni mechanicznych. Prędkość kątowna, obrotowa i obwodowa. Ruch obrotowy kół przekładni można scharakteryzować przez podanie prędkości: kątowej ω , obrotowej n lub obwodowej v danego koła. Relacje między wymienionymi prędkościami określają zależności:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \quad (11.1)$$

w których:

$\omega_{1,2}$ — prędkości kątowe wyrażone w rad/s,
 $n_{1,2}$ — prędkości obrotowe w obr/min;

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \quad (11.2)$$

przy czym:

$v_{1,2}$ — prędkości liniowe wyrażone w m/s,
 $D_{1,2}$ — średnice w m.

U w a g a: indeks 1 odnosi się zawsze do elementu czynnego (napędzającego), zaś indeks 2 — do elementu biernego (napędzanego).

Przełożenie. 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

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (11.3)$$

W zależności od wartości przełożenia rozróżnia się następujące rodzaje przekładni:

- r e d u k t o r y (przekładnie zwalniające, $i > 1$), w których prędkość kątowa koła biernego jest mniejsza od prędkości kątowej koła czynnego,
- m u l t i p l i k a t o r y (przekładnie przyspieszające, $i < 1$), w których prędkość kątowa koła biernego jest większa od prędkości kątowej koła czynnego.

Jak wynika z wyjaśnień podanych w ogólnej charakterystyce, najczęściej są stosowane reduktory.

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 ($v_1 = v_2$). Podstawiając wartości v_1 i v_2 , zgodnie ze wzorem 11.2 otrzymuje się

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

a po przekształceniu

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (11.4)$$

Poślizgi kół lub ciągną na kole powodują zmianę wartości przełożenia kinematycznego (wpływ poślizgu na wartość przełożenia będzie wyjaśniony przy omawianiu przekładni ciernych i pasowych).

W przekładniach zębatych wartość przełożenia może być wyrażona stosunkiem średnic podziałowych (odpowiadających omówionym średnicom kół ciernych) lub stosunkiem liczby zębów

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (11.5)$$

Przełożenie wyrażone zależnością 11.5 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.

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n \quad (11.6)$$

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

$$k = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} \quad (11.7)$$

Moment obrotowy. Kolejną wielkością charakterystyczną dla przekładni mechanicznych jest przenoszony moment obrotowy. Wartość momentu obrotowego na każdym wale i kole oblicza się z zależności $M = \frac{P}{\omega}$ (w której

M — w N·m, P — w W, ω — w rad/s) lub wg wzoru liczbowego

$$M = 9550 \frac{P}{n} \quad (11.8)$$

w którym:

M — w N·m, P — w kW oraz n — w obr/min.

Z analizy wzoru 11.8 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 rów-

Tablica 11.1

Graniczne wartości cech użytkowych osiągane w różnych przekładniach na jednym stopniu [wg 3]

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	$0,96 \div 0,99$	19000	100 000	200	—	—
zębata planetarna		8	13	$0,98 \div 0,99$	7500	40 000	—	—	—
ślimakowa		60	100	$0,45^* \div 0,97$	750	30 000	70	5000	250
łańcuchowa		6	10	$0,97 \div 0,98$	3700	5 000	$17 \div 40$	280	—
pasowa	z pasem płaskim	5	10	$0,96 \div 0,98$	1700	18 000	90	50	175
	z pasami klinowymi	8	15	$0,94 \div 0,97$	1100	—	26	—	20
cierna		6	10	$0,95 \div 0,98$	150	—	20	—	—

* samohamowna

niez na zmniejszenie wymiarów przekładni stosowanych na pierwszym i drugim stopniu (licząc od silnika). Bardziej szczegółową analizę tego zagadnienia można przeprowadzić po zapoznaniu się z obliczeniami przekładni.

Moc i sprawność. 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

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (11.9)$$

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

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (11.10)$$

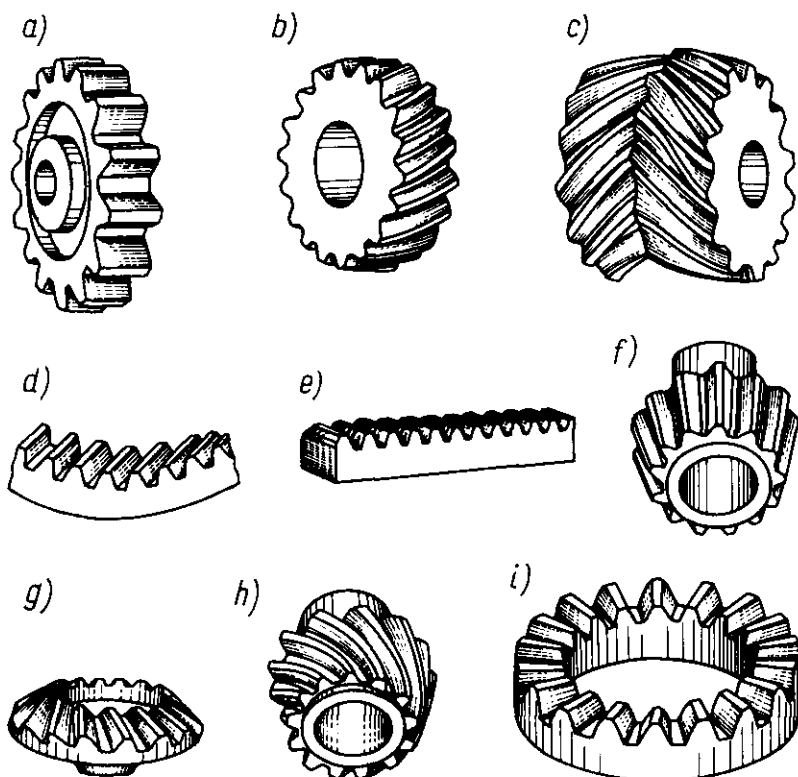
W tablicy 11.1 podano graniczne wartości cech użytkowych różnych przekładni osiągane w przekładni pojedynczej. Wartości te mają charakter orientacyjny, ponieważ ze względu na ciągły postęp techniczny, zwłaszcza w zakresie nowych rozwiązań konstrukcyjnych, oraz dzięki stosowaniu nowych materiałów o coraz lepszych właściwościach podane wartości cech użytkowych mogą być przekraczane.

11.2. Rodzaje kół i przekładni zębatych

Rodzaje kół zębatych. Na rysunku 11.2 pokazano podstawowe rodzaje kół zębatych. W zależności od kształtu geometrycznego bryły, na której nacięto zęby, rozróżnia się koła walcowe i stożkowe oraz ich poszczególne odmiany. W zależności od rodzaju uzębienia koła zębate dzieli się na:

koła walcowe

- o zębach prostych (rys. 11.2a) — uzębienie jest w nich nacięte równoległe do osi koła,
- o zębach skośnych (rys. 11.2b) — uzębienie jest nacięte pod kątem do osi koła (lub przy nacinaniu metodami obwiedniowymi — wzdłuż linii śrubowej),
- o zębach daszkowych (rys. 11.2c) — na szerokości koła uzębienie składa się z odcinków z zębami skośnymi (lub śrubowymi) lewymi i prawymi,
- z uzębieniem wewnętrznym (rys. 11.2d) — uzębienie proste lub skośne jest tu nacięte na wewnętrznej powierzchni walca,
- zębatka (rys. 11.2e) — stanowi ona wycinek koła walcowego o nieskończonej dużej średnicy, w wyniku czego okrąg tego koła jest linią prostą;



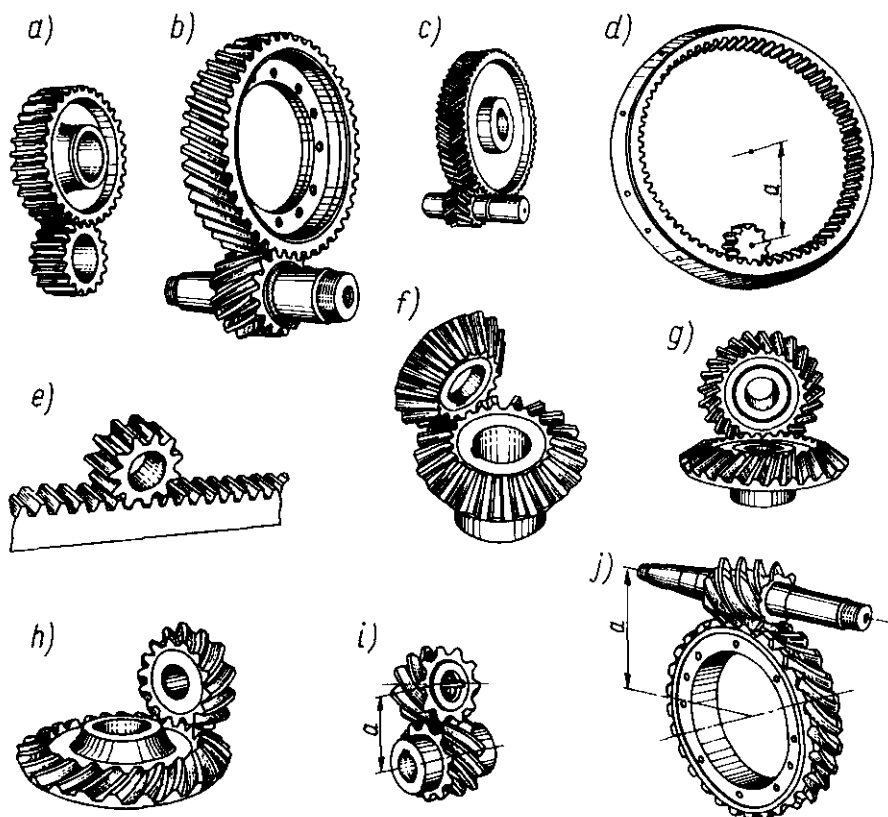
Rys. 11.2. Rodzaje kół zębatach: $a \div d$) koła walcowe, e) zębatka, $f \div h$) koła stożkowe, i) koło zębate płaskie (zębatka koronowa) [16]

koła stożkowe

- o zębatach prostych (rys. 11.2f) — uzębienie jest nacięte wzdłuż tworzącej stożka,
- o zębatach skośnych (rys. 11.2g) — uzębienie jest nacięte pod kątem do tworzącej stożka,
- o zębatach krzywoliniowych (rys. 11.2h) — linie nie są liniami prostymi,
- płaskie (11.2i) — kąt stożka podziałowego wynosi 90° (dawniej nazywano to koło zębatą pierścieniową lub koronową).

Rodzaje przekładni zębatach. Przekładnią zębatą pojedynczą nazywa się mechanizm utworzony z dwóch kół zębatach, mogących przenosić ruch dzięki wzajemnemu zazębieniu się ich zębatach. Główne rodzaje przekładni zębatach pokazano na rys. 11.3. Podobnie jak koła zębata, rozróżnia się przekładnie:

- walcowe o zazębieniu zewnętrznym, składające się z kół walcowych o zębatach prostych, skośnych i daszkowych (rys. 11.3a, b, c),
- zębatkowe (rys. 11.3e),
- o zazębieniu wewnętrznym (rys. 11.3d),



Rys. 11.3. Przekładnie zębate: a ÷ d) walcowe, e) zębatkowa, f ÷ h) stożkowe, i) śrubowa, j) ślimakowa

- stożkowe, składające się z kół stożkowych o zębach prostych (rys. 11.3f), skośnych (rys. 11.3g) lub krzywoliniowych (rys. 11.3h),
- śrubowe (rys. 11.3i) i ślimakowe (rys. 11.3j).

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

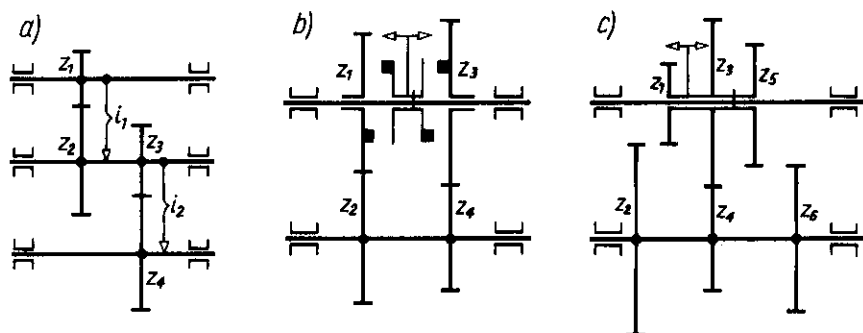
- równoległe — osie kół są równoległe,
- kątowne — osie kół przecinają się,
- wichrowate — osie kół nie przecinają się (nie leżą w jednej płaszczyźnie).

Do przekładni równoległych zalicza się przekładnie walcowe wraz z przekładnią zębatkową, a do przekładni kątowych — przekładnie stożkowe wraz z przekładnią koronową, w której jednym z kół jest koło zębate płaskie.

Przekładnie wichrowate mogą składać się z kół walcowych o zębach śrubowych (rys. 11.3i) lub z kół stożkowych, np. krzywoliniowych (rys. 11.3h). Specjalną odmianą przekładni wichrowatych stanowią przekładnie ślimakowe (rys. 11.3j), składające się ze ślimaka i ślimacznicy. Są one stosowane do przenoszenia ruchu między wałkami, których osie są położone pod kątem prostym (90°).

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 — z szeregowym ustawieniem przekładni pojedynczych (rys. 11.4a),
- wielorzędowe — z równoległym ustawieniem przekładni pojedynczych (rys. 11.4b i c).



Rys. 11.4. Przekładnie złożone: a) wielostopniowa, b, c) wielorzędowe [22]

Przekładnie wielostopniowe są stosowane m.in. w maszynach i urządzeniach, w których na wałku roboczym (napędzanym) należy uzyskać jedną prędkość obrotową — przy żądanej wartości przełożenia większej od zalecanej dla przekładni pojedynczych. Przekładnie wielorzędowe są stosowane głównie w obrabiarkach, w których niezbędne jest otrzymywanie na wrzecionie roboczym różnych prędkości obrotowych.

Zastosowanie oraz zalety i wady przekładni zębatach. Przekładnie zębatach znajdują szerokie zastosowanie we wszystkich dziedzinach techniki i stanowią obecnie najliczniejszą i najbardziej rozpowszechnioną grupę przekładni mechanicznych. Główną zaletą tych przekładni stanowi możliwość ich stosowania zarówno do przenoszenia mocy w bardzo szerokim zakresie (do kilkudziesięciu megawatów), jak i do przekazywania ruchu obrotowego w mechanizmach precyzyjnych (np. w przekładnikach mechanicznych, przyrządach o różnym przeznaczeniu, w układach automatyki itd.), gdzie wartość przenieszonego momentu obrotowego jest często pomijalnie mała.

W stosunku do innych przekładni mechanicznych przekładnie zębatach mają m.in. następujące zalety:

- stałość przełożenia,
- wysoką sprawność (do 99% dla przekładni pojedynczej),
- zwartość konstrukcji,
- mniejsze naciski na wały i łożyska,
- niezawodność działania.

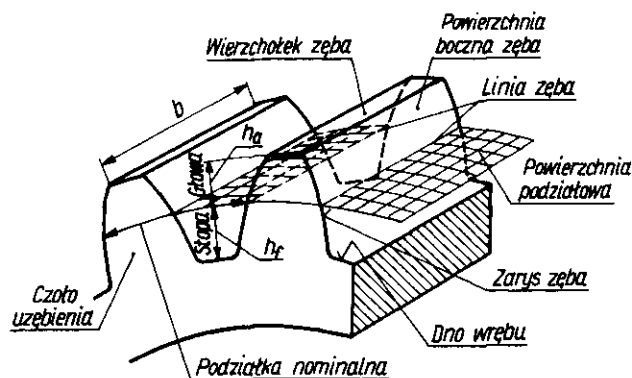
Do wad przekładni zębatych (w porównaniu z innymi przekładniami) należy zaliczyć ich wyższy koszt (m.in. ze względu na konieczność dużej dokładności wykonania), mniejszą odporność na przeciążenia, hałaśliwość i konieczność dość obfitego smarowania.

W przekładniach złożonych wielostopniowych wprowadza się obecnie nowe rozwiązania konstrukcyjne, które umożliwiają uniknięcie niektórych z podanych wad. Są to tzw. przekładnie falowe oraz przekładnie CYCLO, omówione w podręczniku w rozdz. 11.16.

11.3. Podstawowe określenia i obliczanie wymiarów kół walcowych o zębach prostych

Podstawowe określenia. Koła zębate należą do części maszyn objętych normalizacją w szerokim zakresie. Między innymi normy PN-93/M-88509/00,01, PN-M-88509-2:1994 oraz PN-90/M-88509/03 zawierają: w arkuszu 00 podstawowe nazwy, określenia i symbole ogólne dla przekładni zębatych, w arkuszach zaś 01, 02, 03 — określenia i symbole kolejno dla przekładni walcowych, stożkowych i ślimakowych.

Podstawowe określenia i zasady obliczania wymiarów zostaną omówione na przykładzie koła walcowego o zębach prostych. Na rysunku 11.5 przedstawiono fragment uzębienia koła walcowego prostego. W kole takim uzębienie jest zawarte między okręgiem podstaw i okręgiem wierzchołków.



Rys. 11.5. Budowa zębów [16]

Uzębienie może być wykonane bądź bezpośrednio na korpusie koła, bądź na osobnym elemencie nasadzonym na korpus (stosuje się wówczas określenie: wieniec zębaty).

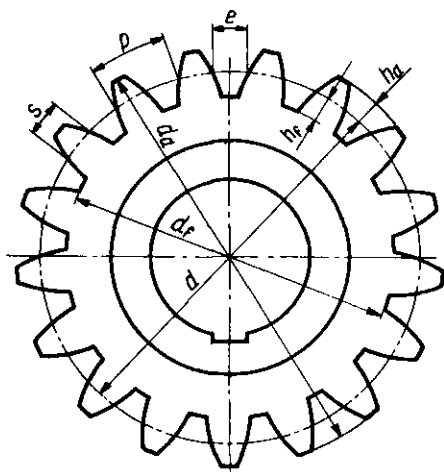
Powierzchnię ograniczającą szerokość b uzębienia nazywa się czołem uzębienia.

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

(rys. 11.6): podziałową d , wierzchołkową d_a oraz podstaw d_f .

W każdym zębie wyróżnia się m.in.:

- głowę o wysokości h_a — część zęba zawartą między powierzchnią podziałową i powierzchnią wierzchołków koła zębatego,
- stopę o wysokości h_f — część zęba zawartą między powierzchnią podziałową i podstaw koła zębatego,
- wierzchołek zęba — część powierzchni wierzchołków koła zębatego, przynależną do zęba,
- podstawę zęba — część powierzchni podstaw przynależną do zęba,
- powierzchnię boczną (bok) zęba, ograniczającą ząb od strony wrębu,
- wręb, tj. przestrzeń między dwoma sąsiednimi zębami,
- dno wrębu — część powierzchni podstaw koła zębatego zawartą pomiędzy podstawami sąsiednich zębów,
- linię zęba, tj. linię przecięcia powierzchni bocznej (boku) zęba z powierzchnią podziałową,
- zarys normalny zęba — linię przecięcia powierzchni bocznej zęba płaszczyzną normalną (tj. prostopadłą) do linii zęba.



Rys. 11.6. Główne wymiary koła zębatego [16]

Obliczanie wymiarów kół zębatych. Podstawowe wymiary koła walcowego o zębach prostych określa się w przekroju czołowym, tj. w płaszczyźnie prostopadłej do osi koła zębatego (rys. 11.6). Okrąg podziałowy dzieli się na tyle odcinków, ile zębów z jest w danym kole. Podziałką p nazywa się długość każdego odcinka, mierzona po łuku okręgu podziałowego.

Obwód koła podziałowego wyraża się w postaci

$$\pi \cdot d = z \cdot p$$

stąd średnica koła podziałowego wynosi

$$d = \frac{z \cdot p}{\pi} = m \cdot z \quad (11.11)$$

gdzie $m = \frac{p}{\pi}$

Iloraz podziałki i liczby π nazywa się **modułem** m . Moduł jest podstawową wielkością, służącą do określania wymiarów zębów i kół zębatych. Wartości modułów normalnych są objęte normą PN-78/M-88502, z której wyjątek podano w tablicy 11.2.

Normalne moduły m kół zębanych (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	
U w a g i: 1. Moduły pierwszego szeregu są uprzywilejowane. 2. W normie podane są również moduły w zakresie 0,05 ÷ 0,9 mm oraz moduły dopuszczone do stosowania w przemyśle ciągnikowym i samochodowym. 3. W budowie maszyn stosuje się moduły powyżej 1 mm.							

Zgodnie z normą PN-92/M-88503 przyjmuje się następujące wymiary zębów normalnych:

- wysokość głowy zęba $h_a = m$ (11.12)

- wysokość stopy zęba $h_f = 1,25m$ (11.13)

- wysokość zęba $h = h_a + h_f = 2,25m$ (11.14)

Podziałka zawiera szerokość zęba s i szerokość wrębu e . Teoretycznie wymiary te są sobie równe: $s = e = 0,5p$. W praktyce występuje niewielki luz międzyzębny j , konieczny dla prawidłowej współpracy uzębień, i wówczas $s = 0,5p - j$ oraz $e = 0,5p + j$

Pozostałe średnice kół o zębach prostych normalnych wynoszą:

- średnica wierzchołków

$$d_a = d + 2h_a = m(z + 2) \quad (11.15)$$

- średnica podstaw

$$d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5) \quad (11.16)$$

Poza zębami normalnymi stosowane są również zęby niskie ($h < 2,25m$), np. w sprzęgłach zębatych, oraz zęby wysokie ($h > 2,25m$), np. w pompach zębatych. Dla zębów normalnych tzw. współczynnik wysokości zęba $y = 1$, dla niskich $y < 1$ oraz dla wysokich $y > 1$. (Ponieważ w podręczniku są omawiane i obliczane tylko zęby normalne, dlatego w dalszej treści pominięto we wszystkich zależnościach oznaczenia współczynnika wysokości zęba y).

We współpracy uzębień przekładni występują następujące l u z y:

- luz wierzchołkowy:

$$c = h_f - h_a = 0,25m \quad (11.17)$$

- luz boczny normalny (międzyzębny) — j , którego wielkość zależy m.in. od dokładności wykonania zębów i warunków działania przekładni; teoretycznie przyjmuje się $j = 0,04m$.

Znając średnice podziałowe współpracujących kół należy ustalić podstawową odległość osi a , równą połowie sumy średnic podziałowych

$$a = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 m (z_1 + z_2) \quad (11.18)$$

Obliczanie geometryczne przekładni zębatej polega na doborze liczby zębów, założeniu wartości modułu (lub obliczeniu go z warunków wytrzymałościowych), ustaleniu wymiarów kół i obliczeniu odległości osi kół współpracujących. Stosuje się przy tym następujące określenia:

- koło zębate czynne, przekazujące ruch na koło współpracujące,
- koło zębate bierne, przejmujące ruch od koła współpracującego,
- zębnik — jedno z dwóch kół przekładni pojedynczej, które ma mniejszą liczbę zębów,
- koło — jedno z dwóch kół przekładni pojedynczej, które ma większą liczbę zębów.

Podstawowym czynnikiem przy doborze liczby zębów w przekładniach pojedynczych i złożonych (rys. 11.3a, 11.4) dla danych przełożeń jest dążenie do osiągnięcia możliwie niewielkich wymiarów przekładni (np. przez zastosowanie małej liczby zębów lub niewielkiego modułu). Zagadnienie to jest omawiane w dalszej części rozdziału. Ponadto uwzględnia się czynniki konstrukcyjno-technologiczne związane z budową i zastosowaniem danej przekładni.

W przekładniach złożonych wielorzędowych (rys. 11.4b, c) stosuje się prawie zawsze koła zębate o jednakowym module (dla kół osadzonych na dwóch współpracujących wałach). Przy tym założeniu muszą być spełnione dodatkowe warunki:

- ponieważ odległość osi dla wszystkich par kół zębatych musi być stała ($a = \text{const}$), zatem $z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = \text{const}$.
- dobrane liczby zębów w zębnikach i kołach poszczególnych par kół zębatych muszą odpowiadać żądanym wartościom przełożeń.

PRZYKŁAD 11.1. Obliczyć wymiary kół zębatych o module $m = 5$ mm dla przekładni o przełożeniu $i = 5$, jeżeli żądana odległość osi wynosi $a = 240$ mm.

Rozwiązanie

Z wzoru na odległość osi obliczamy sumę liczb zębów obu kół

$$z_1 + z_2 = \frac{a}{0,5 m} = \frac{240}{0,5 \cdot 5} = 96$$

Znając wartość przełożenia, wyznaczamy liczbę zębów dla poszczególnych kół

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\text{stąd } z_2 = i \cdot z_1$$

Suma liczb zębów obu kół wynosi 96, zatem

$$z_1 + i \cdot z_1 = z_1(1 + i) = 96$$

$$z_1 = \frac{96}{1+i} = \frac{96}{1+5} = 16$$

$$z_2 = i \cdot z_1 = 5 \cdot 16 = 80$$

Obliczamy podstawowe wymiary:

koła napędzające o:

— średnica podziałowa: $d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 16 = 80$ mm

— średnica wierzchołków: $d_{a1} = m(z_1 + 2) = 5(16 + 2) = 90$ mm

— średnica podstaw: $d_{f1} = m(z_1 - 2,5) = 5(16 - 2,5) = 67,5$ mm

— wysokość głowy zęba: $h_a = m = 5$ mm

— wysokość stopy zęba: $h_f = 1,25 m = 1,25 \cdot 5 = 6,25$ mm

— wysokość zęba: $h = 2,25 m = 2,25 \cdot 5 = 11,25$ mm

podziałka: $p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 5 = 15,7$ mm

koła napędzane o:

— $d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 80 = 400$ mm

— $d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) = 5(80 + 2) = 410$ mm

— $d_{f2} = m(z_2 - 2,5) = 5(80 - 2,5) = 387,5$ mm

Wysokość zębów oraz podziałka są jednakowe dla obu współpracujących kół.

PRZYKŁAD 11.2. Dobrać liczby zębów dla przekładni zwalniającej, w której prędkość obrotowa wału silnika wynosi $n_1 = 1400$ obr/min, a żądana prędkość wałka napędzanego $n_2 = 100$ obr/min.

Rozwiązanie

$$i_c = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1400}{100} = 14$$

Żądane przełożenie jest większe niż graniczna wartość dla przekładni pojedynczej (tabl. 11.1), należy zatem zastosować przekładnię dwustopniową (wg rys. 11.4a). Jej przełożenie

$$i_c = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{7}{2} \cdot 4 = \frac{7}{3} \cdot 6 \text{ itd.}$$

Wartości poszczególnych przełożeń mogą być dobrane dowolnie — pod warunkiem, aby przełożenie całkowite wynosiło w danym przykładzie $i_c = 14$. Z podanych możliwości wybieramy przekładnię

$$i_c = i_1 \cdot i_2 = \frac{7}{2} \cdot 4$$

Dobieramy liczby zębów dla poszczególnych kół

$$i_1 = \frac{7}{2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{49}{14}$$

$$i_2 = \frac{4}{1} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{15}$$

Zagadnienie doboru minimalnej liczby zębów w zębnikach (z_1 i z_3) będzie omówione w dalszej części rozdziału.

PRZYKŁAD 11.3. W skrzynce przekładniowej frezarki należy zastosować m.in. przekładnię wielorzędową typu trójka przesuwna (wg rys. 11.4c) o przełożeniach:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = 4; i_2 = \frac{z_4}{z_3} = 1 \text{ oraz } i_3 = \frac{z_6}{z_5} = 2,5. \text{ Dobrać liczby zębów dla wszystkich kół.}$$

Rozwiązanie

W przekładniach złożonych wielorzędowych stosuje się koła zębate o jednakowym module, należy zatem spełnić warunek

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = \text{const}$$

Znając tylko wartości przełożeń, można spełnić podany warunek obliczając najmniejszą wspólną wielokrotną (*NWW*) dla sum liczników i mianowników poszczególnych przełożeń, gdyż liczba ta (a także jej wielokrotność) spełnia zawsze żądaną zależność:

Obliczamy *NWW*:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{4}{1}, \quad \text{stąd} \quad 4 + 1 = 5$$

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{1}{1}, \quad \text{stąd} \quad 1 + 1 = 2$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{2,5}{1} = \frac{5}{2}, \quad \text{stąd} \quad 5 + 2 = 7$$

$$NWW = 5 \cdot 2 \cdot 7 = 70$$

Dobieramy liczby zębów:

$$i_1 = \frac{4}{1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{14}$$

$$i_2 = \frac{1}{1} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{35}$$

$$i_3 = \frac{5}{2} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{50}{20}$$

Znając wartość modułu można następnie obliczyć wymiary kół zębatach.

11.4. Współpraca uzębień i rodzaje zarysów zębów

Warunki współpracy uzębień. Przed zapoznaniem się ze stosowanymi zarysami zębów należy przeanalizować współpracę pary zębów i określić optymalne warunki dla prawidłowej współpracy przekładni. Analizę tę można przeprowadzić na podstawie rys. 11.8 lub obserwacji pracy przekładni zębatej albo jej modelu.

W czasie pracy zęby koła czynnego naciskają na zęby koła biernego, powodując jego ruch obrotowy. 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** (dla uproszczenia pomija się w tych rozważaniach szerokość uzębienia, rozpatrując współpracę zębów tylko w płaszczyźnie prostopadłej do osi koła). Kolejne punkty przyporu tworzą linię, zwaną **linią przyporu**. Współpraca pary zębów odbywa się na odcinku tej linii, który określa się jako **czynną linię przyporu**.

Prawidłowa współpraca uzębień kół jest zapewniona, gdy:

- ruch z koła czynnego na bierne jest przenoszony równomiernie, czyli gdy przez cały czas trwania cyklu współpracy pary zębów występuje nieprzerwany styk zębów (przypór),
- przed wyzębieniem się jednej pary zębów następna para jest w przyporze,
- przełożenie jest niezmiennie w czasie współpracy każdej pary zębów, a zatem gdy stosunek prędkości kątowych jest stały.

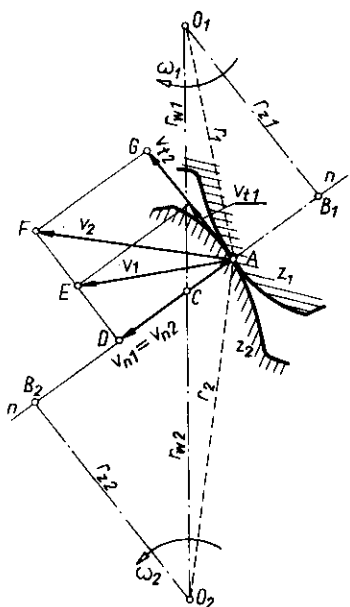
Na rysunku 11.7 przedstawiono rozkład prędkości dla współpracujących zębów. Na podstawie analizy rysunku można udowodnić, że warunek trzeci zostanie dokładnie spełniony tylko wówczas, gdy punkt przyporu zębów będzie w punkcie C, leżącym na linii łączącej środki kół. Punkt ten nazywa się centralnym punktem przyporu (środkiem zażębienia).

W pozostałych punktach przyporu — np. w punkcie A — prędkości v_1 i v_2 nie są sobie równe, wskutek czego w czasie współpracy zębów występują poślizgi (różnice między wartościami v_1 i v_2 podane na rys. 11.7 są przesadzone dla zwiększenia czytelności rysunku).

Koła o promieniach r_{w1} i r_{w2} nazywa się kołami tocznymi. Są to koła wyobrażalne, które w punkcie C toczą się po sobie bez poślizgu. Dla dotychczas omawianych kół o zębach normalnych koło toczne jest jednocześnie kołem podziałowym, przy czym określenie „koło podziałowe” odnosi się do pojedynczego koła, natomiast pojęcie „koło toczne” występuje przy omawianiu współpracy dwóch kół.

Prowadząc odpowiednie rozważania teoretyczne można zbudować różne zarysy zębów, spełniające podane warunki. W praktyce przy-

jęto zarysy zębów oparte na wybranych krzywych: ewolwencie i cykloidzie. W przekładniach stosowanych w budowie maszyn stosuje się prawie wyłącznie zęby o zarysie ewolwentowym.



Rys. 11.7. Zależności kinematyczne podczas zazębiania się pary zębów [5]

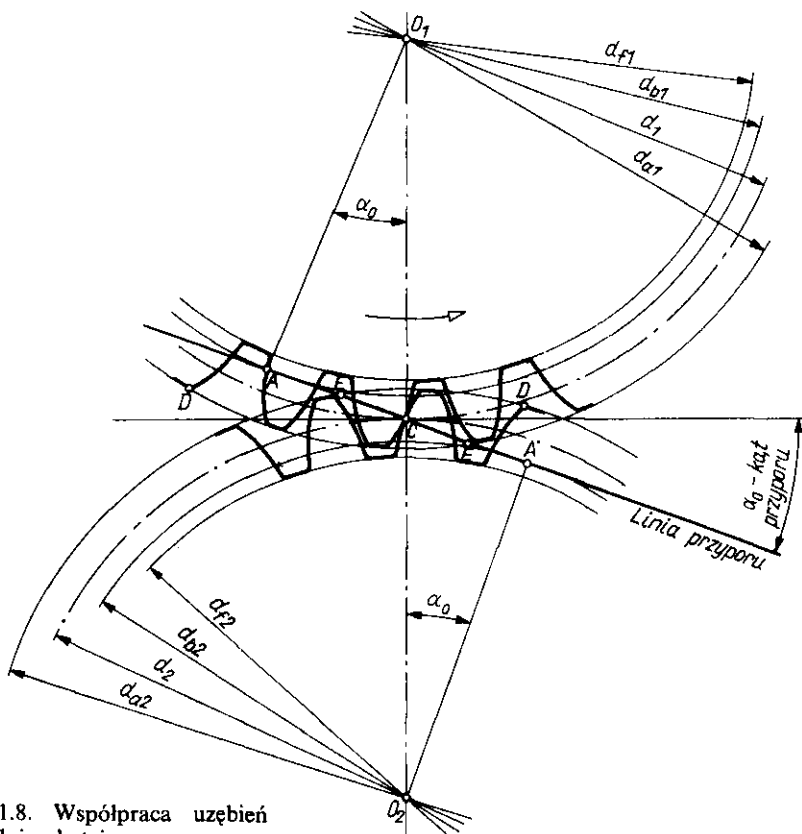
Zarys ewolwentowy. Ewolwentą (rozwinętą) koła nazywa się krzywą, którą zakreśla ustalony punkt prostej, toczącej się bez poślizgu po okręgu koła. Jeśli wyobrazimy sobie, że z okręgu koła rozwijamy sztywną napiętą nici, to koniec tej nici wykreśla właśnie ewolwentę. Przy współpracy zębów o zarysie ewolwentowym linia przyporu jest linią prostą. Jest to podstawowa cecha tego zazębienia.

Kąt, który tworzy linia przyporu ze styczną do kół toczych (podziałowych), poprowadzoną przez punkt C , nazywa się kątem przyporu α_o (rys. 11.8).

Budując zarys ewolwentowy dla współpracujących zębów, ewolwentę rozwija się z okręgu zasadniczego, którego średnica zasadnicza d_b jest styczna do linii przyporu. Średnicę zasadniczą wyznacza się z zależności

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_o \quad (11.19)$$

Ewolwentowa część zarysu zęba jest utworzona powyżej okręgu zasadniczego. Odcinek zarysu między okręgiem zasadniczym i okręgiem podstaw jest w zasadzie dowolny, ale taki, aby umożliwiał przejście wierzchołka współpracującego zęba oraz nie osłabiał zęba przy podstawie.



Rys. 11.8. Współpraca uzębień przekładni zębatej

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* (wskaźnik przyporu; stopień pokrycia).

Ponieważ obliczanie długości łuku przyporu jest kłopotliwe, można określać liczbę przyporu jako stosunek długości czynnej linii przyporu e do podziałki na kole zasadniczym p_b

$$\varepsilon = \frac{l}{p} = \frac{e}{p \cdot \cos \alpha_o} = \frac{e}{p_b} \quad (\text{gdzie } e = EE \text{ na rys. 11.8}) \quad (11.20)$$

Druga definicja ułatwia półwykreślne wyznaczanie liczby przyporu.

Jak już wyjaśniono, prawidłowa współpraca kół wymaga, aby przed wyzębieniem się jednej pary zębów następna para weszła w przypór. Warunek ten jest spełniony, gdy $\varepsilon > 1$. Pożądane jest, aby wartość ta była możliwie duża, ponieważ liczba przyporu określa, ile par zębów jest jednocześnie w przyporze. Jeśli przykładowo $\varepsilon = 1,6$, oznacza to, że przez 60% czasu pracy przekładni pracują jednocześnie dwie pary zębów, przez pozostałe zaś 40% — tylko jedna para zębów. Szczególnie korzystne byłoby osiągnięcie $\varepsilon > 2$ (wówczas stale całe obciążenie rozkładałoby się na dwie pary zębów, czyli jedna para przenosiłaby połowę obciążenia) i związanego z tym zmniejszenia wymiarów przekładni.

W kołach walcowych prostych zwiększenie stopnia pokrycia ε jest możliwe przez powiększenie wysokości zęba lub zmniejszenie kąta przyporu. Przy określonej średnicy koła zasadniczego stosowanie wyższych zębów nie jest wskazane, gdyż będą one miały zaostrozony wierzchołek, a tym samym będą słabsze wytrzymałościowo. Jednocześnie wyższy ząb wymaga większej przestrzeni na dnie wrębu w uzębieniu koła współpracującego, co może doprowadzić do podcięcia zęba u podstawy. Zmniejszanie kąta przyporu również powoduje możliwość podcięcia zęba (zagadnienie to jest dokładniej omówione w p. 11.6).

Ponieważ zmiana kąta przyporu powoduje konieczność stosowania innych narzędzi do obróbki uzębień, zatem ze względów technologicznych kąt przyporu musi mieć stałą wartość. Znormalizowana wartość kąta przyporu wynosi $\alpha_o = 20^\circ$. W wyjątkowych przypadkach stosuje się $\alpha_o = 15^\circ$ lub $17^\circ 30'$.

Dla kół walcowych prostych i kąta przyporu $\alpha_o = 20^\circ$ uzyskuje się liczbę przyporu $\varepsilon > 1,4$, przy czym wartość jej rośnie wraz ze wzrostem liczby zębów w kole i wartości przełożenia przekładni. Można udowodnić, że dla omawianych kół maksymalna wartość liczby przyporu wynosi $\varepsilon_{\max} \approx 1,97$.

Zarys cykloidalny. Cykloida jest to krzywa, którą zakreśla ustalony punkt okręgu toczącego się bez poślizgu po prostej. Zarys cykloidalny zęba można ogólnie scharakteryzować w ten sposób, że powyżej koła tocznego

zarys zęba jest wypukły, poniżej zaś — wklęsły, przy czym górna część zęba jest utworzona przez tzw. epicykloidę, a dolna — przez tzw. hipocykloidę.

Dla kół z uzębieniem cykloidalnym linia przyporu składa się z dwóch łuków kołowych.

W porównaniu z zarysem ewolwentowym zarys cykloidalny wykazuje m.in. następujące zalety:

- mniejsze naciski powierzchniowe wskutek współpracy wypukłej powierzchni jednego zęba z wklęsłą powierzchnią drugiego zęba,
- możliwość wykonania kół o małej liczbie zębów (nawet $z = 2$ w tzw. przekładni palcowej Grissona).

Wady przekładni o zazębieniu cykloidalnym przedstawiają się następująco:

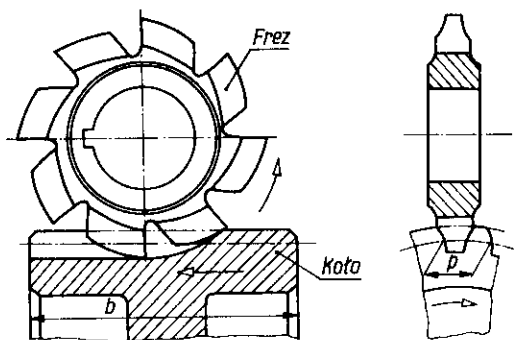
- niedopuszczalna jest tu zmiana odległości osi (już przy minimalnych różnicach, wynikających z technologii wykonania i montażu, następuje znaczne pogorszenie współpracy zębów),
- niemożność stosowania obwiedniowych metod obróbki uzębienia,
- przekładnia może pracować tylko przy niewielkich obciążeniach i małych prędkościach obwodowych.

Podane zalety i wady powodują, że koła zębate o zarysie cykloidalnym są stosowane głównie w urządzeniach z zakresu mechaniki precyzyjnej, np. w drobnych mechanizmach zegarowych.

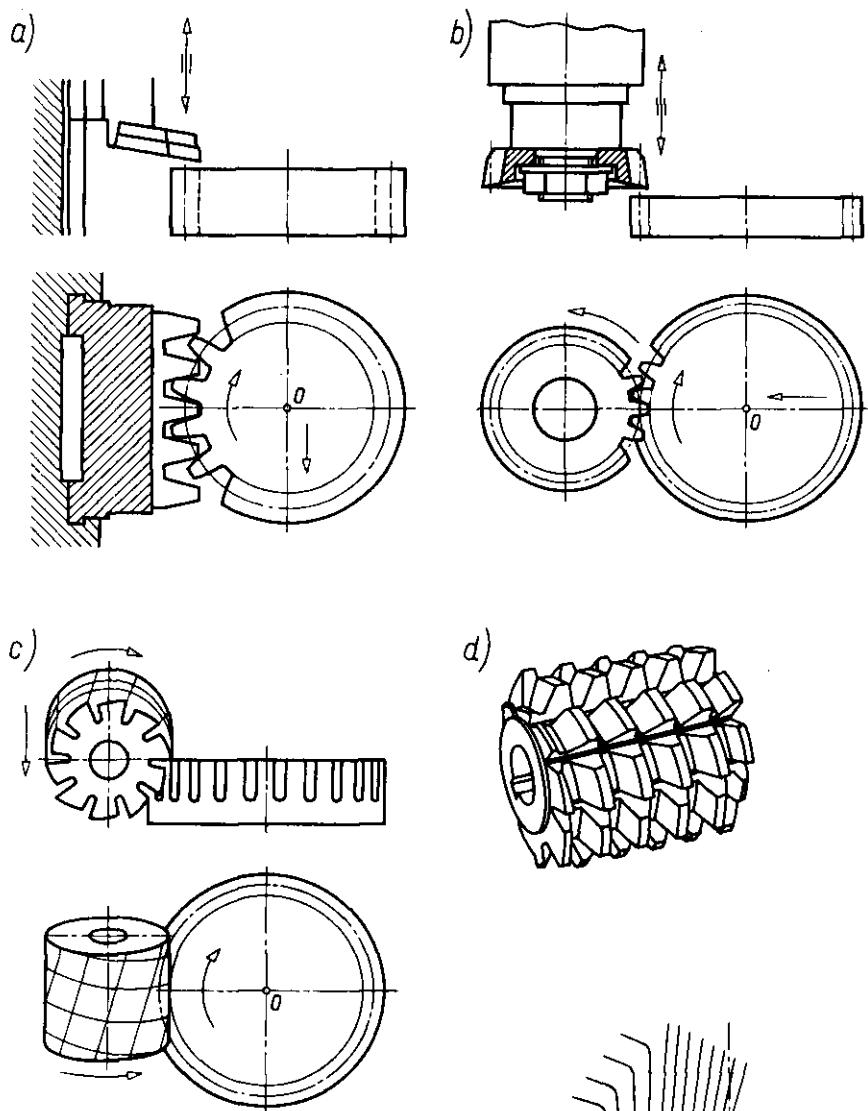
11.5. Obróbka uzębień kół zębatych walcowych

Metody obróbki uzębień. Uzębienia kół zębatych (wraz z korpusem) mogą być wykonywane (w zależności od wymagań konstrukcyjnych, przeznaczenia przekładni oraz stosowanych materiałów) metodami obróbki skrawaniem, odlewane, spiekane z proszków, odlewane pod ciśnieniem z termoplastycznych tworzyw sztucznych lub wykrawane z blachy. Podstawowym sposobem wykonywania uzębień jest nacinanie zębów. Wykonuje się je metodą kształtową lub obwiedniową.

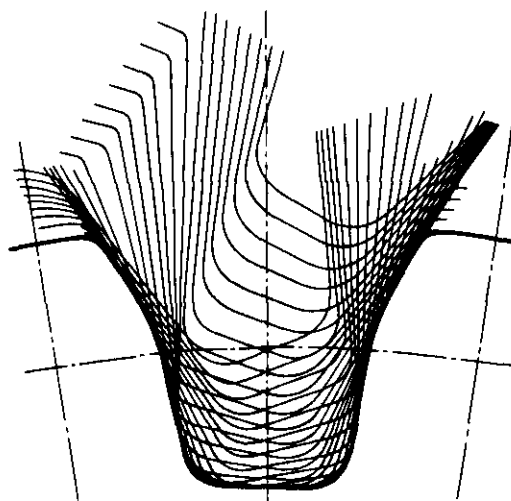
Metoda kształtowa polega na nacinaniu zębów narzędziem kształtowym (najczęściej frezem krążkowym modułowym), którego zarys odpowiada zarysowi wrębu (rys. 11.9). Ze względu na to, że kształt zęba zależy m.in. od modułu i liczby zębów, w celu uzyskania właściwego zarysu zębów należałoby dla każdego modułu i każdej liczby zębów stosować osobne narzędzie.



Rys. 11.9. Nacinanie zębów metodą kształtową [16]



Rys. 11.10. Obwiedniowe nacinanie zębów: a) struganie metodą Maaga, b) dłutowanie metodą Fellowsa, c) frezowanie frezem ślimakowym, d) frez ślimakowy stosowany do obróbki obwiedniowej [3]



Rys. 11.11. Obwiedniowe położenia krawędzi tnącej narzędzia [3]

W praktyce dla danego modułu stosuje się komplet narzędzi składający się z 8, 15 lub 26 frezów (w zależności od żądanej dokładności zarysu wykonywanych zębów w porównaniu z zarysem teoretycznym).

Konieczna duża liczba narzędzi (frezów) oraz trudność wykonania uzębień, gdy liczba zębów w kole nacinanym jest mała powodują, że metoda ta jest obecnie rzadko stosowana.

Metody obwiedniowe polegają na nacinaniu zębów narzędziem w kształcie zębatki (rys. 11.10a), koła zębatego (rys. 11.10b) lub freza ślimakowego (rys. 11.10c, d). W tych metodach narzędzie wykonuje ruchy robocze skrawające, a jednocześnie zespół: narzędzie i przedmiot obrabiany wykonują ruchy odpowiadające współpracy dwóch kół zębatach, co zapewnia uzyskanie właściwego kształtu zębów. Ruchy narzędzia i nacinanego koła, pokazane strzałkami na rys. 11.10a, b i c, wyjaśnia zasadę i przebieg nacinania uzębień przy stosowaniu podanych metod. Nazwa „metoda obwiedniowa” pochodzi stąd, że kształt zęba powstaje jako obwiednia kolejnych położzeń krawędzi tnącej narzędzia skrawającego (rys. 11.11).

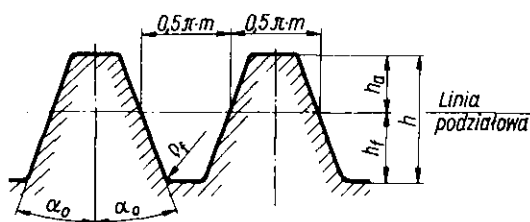
Podane sposoby nacinania zębów wymagają stosowania różnych obrabiarek:

- struganie zębów wykonuje się na dłutownicy Maaga lub strugarce Sunderlanda,
- dłutowanie narzędziem w kształcie koła zębatego wykonuje się na dłutownicy Fellowsa,
- frezowanie frezem ślimakowym wykonuje się na specjalnych frezarkach obwiedniowych (poziomych lub pionowych).

Stosowanie metod obwiedniowych umożliwia wykonywanie kół zębatach o różnej liczbie zębów jednym narzędziem (dla danego modułu), zapewniając przy tym dużą dokładność kształtu oraz dość dobrą gładkość powierzchni.

W przypadku zwiększonych wymagań co do dokładności kształtu i gładkości powierzchni stosuje się obróbkę wykończającą, np. szlifowanie lub docieranie. Stosowanie tej obróbki powoduje polepszenie warunków współpracy uzębień, zmniejszenie obciążeń dynamicznych oraz mniej hałaśliwą pracę przekładni.

Zarys odniesienia. Z dotychczasowych wiadomości o budowie zarysu ewolwentowego oraz o wykonywaniu uzębień wynika, że przy danym module dla każdej liczby zębów otrzymuje się różny kształt zarysu zęba. W celu



Rys. 11.12. Zarys odniesienia [6]

znormalizowania zarysów zębów — a tym samym narzędzi do nacinania uzębień — przyjęto za podstawę tzw. zarys odniesienia, podany w normie PN-92/M-88503 (rys. 11.12). Jest to zarys zębów zębatki, którą można określić jako koło o nieskończonej liczbie zębów, a więc koło o nieskończonej dużej średnicy.

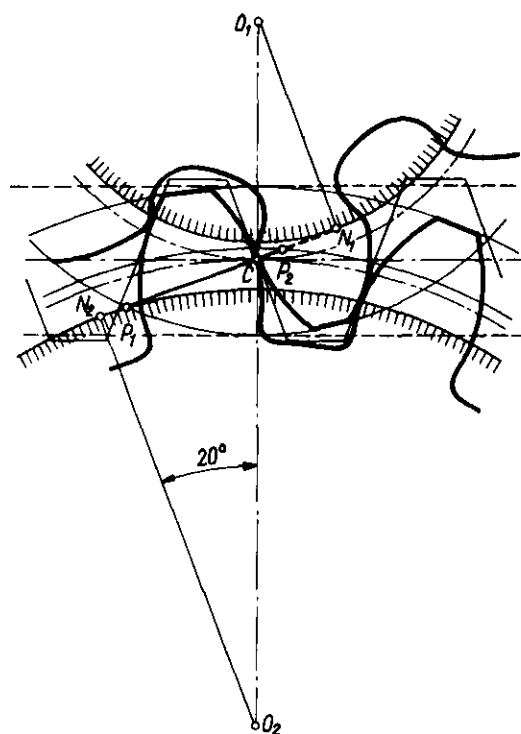
Zakładając, że każde koło zębate (o dowolnej liczbie zębów) powinno prawidłowo współpracować z zębatką, można na podstawie zarysu odniesienia jednoznacznie określić kształt zarysu zębów dla dowolnego koła. Dotyczy to zwłaszcza odcinka zarysu zęba między okręgiem zasadniczym a okręgiem podstaw.

11.6. Przesunięcie zarysu w kołach i przekładniach zębatych

Podcięcie zęba. Przy nacinaniu uzębień metodą obwiedniową zęby narzędzia wykonują taki kształt wrębu, jaki jest niezbędny przy współpracy uzębień. W kołach o małej liczbie zębów obserwuje się podcięcie zębów u podstawy. Na rys. 11.13 jest pokazany zarys zębów pary kół, z których jedno ma zęby podcięte. Zjawisko to jest niekorzystne, gdyż występuje wówczas skrócenie odcinka przyporu i tym samym zmniejszenie liczby przyporu oraz

osłabienie wytrzymałości zęba wskutek zmniejszenia jego grubości u podstawy.

Należy podkreślić, że podcięcie zębów wynika wyłącznie z warunków współpracy zębów, nie zależy natomiast od metody ich wykonania. Przy wykonywaniu uzębień metodą kształtową otrzymuje się w kole o małej liczbie zębów zęby niepodcięte, jednak dla umożliwienia zazębienia z drugim kołem podcięcie takie musi być wykonane.



←
Rys. 11.13. Podcięcie zębów u podstawy [3]

Graniczna liczba zębów. Analizując współpracę narzędzia — zębatki z kołem obrabianym, określono najmniejszą liczbę zębów, przy której nie wystąpi jeszcze podcięcie.

Teoretyczną graniczną liczbę zębów z_g oblicza się z zależności

$$z_g = \frac{2}{\sin^2 \alpha_o} \quad (11.21)$$

Gdy $z < z_g$, występuje podcięcie zęba u podstawy. Ponieważ w praktyce dopuszcza się nieznaczne podcięcie nie powodujące jeszcze ujemnych skutków, wprowadza się praktyczną graniczną liczbę zębów z'_g , określoną zależnością

$$z'_g = \frac{5}{6} z_g \quad (11.22)$$

Dla podstawowych kątów przyporu graniczne liczby zębów wynoszą:

dla $\alpha_o = 20^\circ$ jest $z_g = 17$ oraz $z'_g = 14$

dla $\alpha_o = 15^\circ$ jest $z_g = 30$ oraz $z'_g = 25$

Należy nadmienić, że w wyniku nacinania zębów narzędziem w kształcie koła (metodą Fellowsa) graniczne liczby zębów są nieco mniejsze.

Przesunięcie zarysu zęba. Dążenie do stosowania urządzeń o niewielkich wymiarach powoduje m.in., że koła zębate o liczbie zębów mniejszej od granicznej są dość często stosowane. Aby jednak uniknąć podcinania tych zębów, wykorzystuje się niewrażliwość zarysów ewolwentowych na wzajemne ustawienie kół i stosuje się dodatnie przesunięcie zarysu zęba, polegające na tym, że przy nacinaniu uzębienia narzędzie odsuwa się od koła nacinanego o wartości X (rys. 11.14). Wartość przesunięcia zarysu X zależy od liczby zębów oraz jest proporcjonalna do wartości modułu. W celu uniezależnienia obliczeń przesunięcia zarysu od wartości modułu wprowadza się współczynnik przesunięcia zarysu x

$$x = \frac{X}{m} \quad (11.23)$$

stąd $X = x \cdot m$

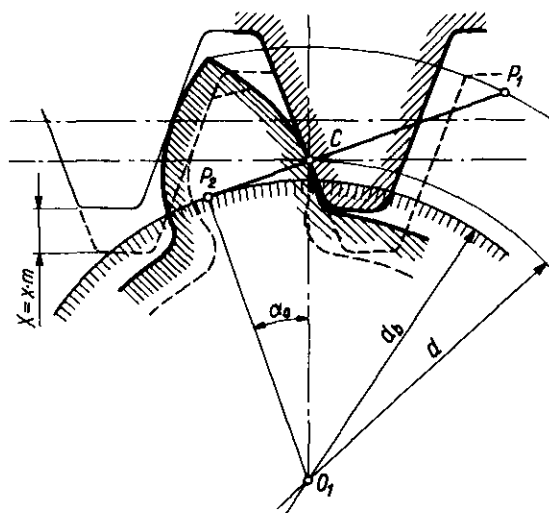
Współczynnik przesunięcia zarysu x ustala się z zależności

$$\text{a) } x = \frac{z_g - z}{z_g} \quad \text{lub} \quad \text{b) } x = \frac{z'_g - z}{z_g} \quad (11.24)$$

Wersję a) stosuje się przy założeniu, że nawet minimalne podcięcie zarysu jest niedopuszczalne, natomiast wersję b) — w przypadku dopuszczalnego niewielkiego podknięcia zarysu.

Współczynnik x przesunięcia zarysu może przybierać wartości w zakresie: $-1 < x < +1$. Oznacza to, że w kołach o dużej liczbie zębów można stosować ujemne przesunięcie zarysu, czyli wsunięcie narzędzia w głąb koła, przy czym średnice koła (d_a i d_f) są wówczas zmniejszone o wartość $2X$.

Gdy przesunięcie jest dodatnie, zwiększa się grubość zęba na średnicy podziałowej oraz następuje zaostrenie głowy zęba (rys. 11.14). Wynika stąd, że o wielkości stosowanego przesunięcia decyduje nie tylko niebezpieczeństwo podcięcia zęba, ale również nadmierne zaostrenie jego wierzchołka.



Rys. 11.14. Zaostrenie głowy zęba [3]

W tabelicy 11.3 są podane orientacyjne wartości z_{min} dla kół o kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$, jako wartości graniczne, zależne od współczynnika przesunięcia zarysu x . Z tabelicy tej odczytujemy:

Tabela 11.3

Orientacyjne wartości z_{min} dla różnych wartości x [wg 4]

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					

- dodatnie ($x > 0$) przesunięcie zarysu (na zewnątrz koła) umożliwia zmniejszenie granicznej liczby zębów (z dopuszczalnym podcięciem) do $z \geq 7$,
- przy stosowaniu $x = 0,4 \div 1$ o minimalnej liczbie zębów z_{min} decyduje zaostrenie wierzchołków zębów, a nie ich podcięcie,
- przy przesunięciu zarysu w głąb koła ($x < 0$) wartości z_{min} rosną; oznacza to, że np. w kole o $z = 23$ można zastosować przesunięcie ujemne tylko do wartości $x = -0,5$.

Stosowanie przesunięcia zarysu zęba przy nie zmienionej jego wysokości h powoduje następującą zmianę wymiarów:

$$d_a = m(z+2) \pm 2X = m(z+2 \pm 2x) \quad (11.25)$$

$$d_f = m(z-2,5) \pm 2X = m(z-2,5 \pm 2x) \quad (11.26)$$

$$h_a = m + X = m(1 \pm x) \quad (11.27)$$

$$h_f = 1,25 m \mp X = m(1,25 \mp x) \quad (11.28)$$

Przekładnie z przesunięciem zarysu. Zastosowanie jednego koła z przesuniętym zarysem powoduje konieczność wprowadzenia odpowiednich zmian w przekładni.

Rozróżnia się dwa podstawowe przypadki stosowania kół z przesuniętymi zarysami:

- bez zmiany odległości osi — oznaczenie $X - X$ (dawniej: $P - O$),
- ze zmianą odległości osi — oznaczenie $X + X$ (dawniej: P).

W pierwszym przypadku w kole o mniejszej liczbie zębów stosuje się przesunięcie dodatnie, natomiast w kole współpracującym — przesunięcie ujemne, co zapisuje się: $X_1 = -X_2$ oraz $x_1 = -x_2$. Wartości bezwzględne obu przesunięć muszą być jednakowe.

Należy zwrócić uwagę, że przy ujemnym przesunięciu zarysu można doprowadzić do podcięcia zębów. Wprowadza się więc warunek:

$$\text{dla praktycznej granicznej liczby zębów } z_1 + z_2 \geq 2z'_g \quad (11.29)$$

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

Jeżeli warunek ten jest spełniony, można zastosować przesunięcie typu $X - X$.

Przesunięcie zarysu $X + X$ powoduje zmianę odległości osi; stosuje się je wówczas, gdy warunek 11.29 nie jest spełniony lub gdy zmiana odległości osi wynika ze względów konstrukcyjnych. Najczęściej ma to miejsce, gdy na dwóch współpracujących wałach osadzono kilka par kół zębatych (tzw. dwójki lub trójki przesuwne), a teoretyczna odległość osi poszczególnych par jest różna w niewielkich granicach. Różnice te można usunąć, stosując przesunięcie typu $X + X$. W szczególnych przypadkach można również stosować przesunięcie $X + 0$, gdy wystarczy zastosowanie przesunięcia tylko w jednym kole.

Rozpatrzmy obliczanie przekładni, w której oba koła mają dodatnie przesunięcie zarysu. Po ustaleniu współczynników x_1 i x_2 oraz obliczeniu wartości X_1 i X_2 osie kół należy rozsunąć na tzw. pozorną odległość osi a_p , równą

$$a_p = a + (x_1 + x_2)m = a + X_1 + X_2 \quad (11.30)$$

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

$$a_r = a_p - k \cdot m = a + X_1 + X_2 - K \quad (11.31)$$

czyli

$$K = a_p - a_r \quad (11.32)$$

Aby obliczyć zbliżenie osi $K = k \cdot m$, wprowadza się współczynnik pozornego rozstawienia osi B_p oraz współczynnik rzeczywistego rozstawienia osi B_r , których wartości podane są w tabl. 11.4. Pomiedzy współczynnikami B_p i B_r a odległościami osi istnieją następujące zależności:

Tablica 11.4

Wartość współczynników B_r i B_p dla kół z kątem przyporu $\alpha_o = 20^\circ$ [wg 19]

B_p	B_r	B_p	B_r	B_p	B_r	B_p	B_r
0,00064	0,00064	0,01494	0,01421	0,03240	0,02942	0,05347	0,04640
00128	00128	01573	01483	03337	03023	05462	04729
00194	00192	01653	01565	03434	03104	05579	04820
00260	00257	01734	01638	03532	03185	05696	04910
00326	00322	01816	01712	03631	03267	05815	05001
00394	00388	01899	01785	03731	03350	05935	05093
00462	00454	01982	01860	03832	03433	06056	05185
00531	00521	02066	01934	03934	03516	06177	05278
00600	00587	02152	02009	04037	03600	06300	05371
00671	00655	02238	02085	04141	03684	06424	05464
00742	00722	02325	02160	04246	03768	06549	05558
00813	00799	02412	02237	04351	03853	06675	05653
00886	00859	02501	02313	04458	03939	06803	05748
00960	00928	02590	02390	04566	04025	06931	05843
01033	00997	02680	02468	04674	04111	07060	05939
01103	01067	02771	02546	04784	04198	07191	06036
01184	01137	02863	02624	04894	04286	07322	06133
01260	01207	02956	02703	05006	04373	07455	06230
01337	01278	03050	02783	05118	04462	07589	06328
01415	01349	03145	02862	05232	04550	07724	06427

Pozorna odległość osi wynosi

$$a_p = a + B_p \cdot a = a(1 + B_p) \quad (11.33)$$

Rzeczywista odległość osi wynosi

$$a_r = a + B_r \cdot a = a(1 + B_r) \quad (11.34)$$

Wprowadzając wzory 11.33 i 11.34 do zależności 11.32, można obliczyć wartość K zbliżenia osi

$$K = a_p - a_r = a(B_p - B_r) \quad (11.35)$$

oraz jednostkowe zbliżenie osi

$$k = \frac{K}{m} \quad (11.36)$$

Zbliżenie osi o odcinek K powoduje zmniejszenie luzu wierzchołkowego, który normalnie jest równy $0,25m$, ale może być zawarty w granicach

$c = (0,1 \div 0,3) m$. Jeżeli po ustaleniu rzeczywistej odległości osi wartość luzu wierzchołkowego okaże się mniejsza od $0,1 m$, wówczas należy ściąć (skrócić) głowy zębów o wartość K ; gdy luz ten jest większy od $0,1 m$ — ścinanie głów zębów może być zbędne.

Przy obliczaniu wymiarów kół, w których będą ścięte głowy zębów, stosuje się wzory:

$$d_a = m(z+2) + 2X - 2K = m(z+2+2x-2k) \quad (11.37)$$

$$h_a = m + X - K = m(1+x-k) \quad (11.38)$$

Wartość d_f i h_f oblicza się wg wzorów 11.26 i 11.28

Przekładnie, w których przesunięcie zarysu stosuje się tylko w jednym kole, oblicza się w taki sam sposób, wprowadzając do odpowiednich wzorów wartości: $x_2 = 0$ lub $X_2 = 0$.

W bardzo dokładnych obliczeniach przekładni z przesunięciem zarysu ustala się także wymiary zębów wynikające ze zmiany ich kształtów. Ponadto w wyniku przesunięcia zarysu zmieniają się średnice kół tocznych (o wartość $\pm 2X$), a zatem zmienia się położenie głównego punktu przyporu C oraz wartość kąta przyporu. W podręczniku zagadnienia te nie będą omawiane.

Z podanych wiadomości związanych z przesunięciem zarysu zębów wynika, że jego stosowanie jest konieczne dla uzyskania (w kołach o małej liczbie zębów) niepodciętych zarysów zębów oraz w celu uzyskania innej odległości osi niż wynika to z obliczeń opartych na wzorze $a = 0,5 m(z_1 + z_2)$.

Przesunięcie zarysu jest również stosowane w innych celach, określonych ogólnie jako względy technologiczno-konstrukcyjne. Należą do nich: zwiększenie grubości zęba u podstawy i polepszenie wytrzymałości, lepsze warunki pracy toczenia, zmniejszenie poślizgów międzyzębnych itp. zalety. Ponieważ przesunięcie zarysu znacznie polepsza warunki pracy uzębienia, dlatego jest coraz częściej stosowane. Należy również podkreślić, że stosowanie przesunięcia zarysu nie pociąga za sobą zmian w procesie technologicznym wykonywania uzębienia i nie zwiększa kosztów wykonania kół zębatych, zwłaszcza przy nacinaniu zębów metodami obwiedniowymi.

PRZYKŁAD 11.4. Obliczyć wymiary kół przekładni, mając dane:

$$z_1 = 9, z_2 = 35, m = 6 \text{ mm.}$$

Rozwiązanie

W zębniku należy zastosować przesunięcie zarysu w celu uniknięcia podcięcia, gdyż $z_1 < z_g'$.

Sprawdzamy warunek 11.29

$$z_1 + z_2 = 9 + 35 = 44 > 2z_g$$

Warunek jest spełniony, zatem stosujemy przesunięcie typu $X-X$ (w treści przykładu nie określono dodatkowych wymagań konstrukcyjnych, dlatego wybieramy przesunięcia zarysów nie wymagające zmiany odległości osi kół).

Obliczamy teoretyczny i praktyczny współczynnik przesunięcia zarysu:

$$\text{a) } x_1 = \frac{z_g - z_1}{z_g} = \frac{17 - 9}{17} = 0,4706$$

$$\text{b) } x_1 = \frac{z'_g - z_1}{z_g} = \frac{14 - 9}{17} = 0,294$$

Na podstawie tablicy 11.3 stwierdzamy, że w przypadku a) wartość x_1 jest zbliżona do wartości grożącej nadmiernym zaostreniem zębów i dlatego decydujemy się na niewielkie podcięcie, przyjmując $x_1 = 0,294$.

Obliczamy przesunięcie zarysu

$$X_1 = x_1 \cdot m = 0,294 \cdot 6 = 1,764 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $X_1 = 1,8 \text{ mm}$ oraz $X_2 = -1,8 \text{ mm}$ (aby uniknąć wykonywania średnic kół ze zbyt dużą dokładnością).

Obliczamy wymiary zębów i kół:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 6 \cdot 9 = 54 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = m(z + 2) + 2X = 6(9 + 2) + 2 \cdot 1,8 = 69,6 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = m(z - 2,5) + 2X = 6(9 - 2,5) + 2 \cdot 1,8 = 42,6 \text{ mm}$$

$$h_{a1} = m + X = 6 + 1,8 = 7,8 \text{ mm}$$

$$h_{f1} = 1,25 m - X = 1,25 \cdot 6 - 1,8 = 5,7 \text{ mm}$$

$$d_2 = 6 \cdot 35 = 210 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 6(35 + 2) - 2 \cdot 1,8 = 218,4 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = 6(35 - 2,5) - 2 \cdot 1,8 = 191,4 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = 6 - 1,8 = 4,2 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = 1,25 \cdot 6 + 1,8 = 9,3 \text{ mm}$$

$$a_r = a = 0,5(54 + 210) = 132 \text{ mm}$$

PRZYKŁAD 11.5. Przekładnię o parametrach: $z_1 = 19$, $z_2 = 47$, $m = 5 \text{ mm}$, $\alpha_o = 20^\circ$ należy zastosować w urządzeniu, w którym odległość osi wałów wynosi $a_r = 170 \text{ mm}$. Obliczyć wymiary kół.

Rozwiązanie

Obliczamy teoretyczną odległość osi dla projektowanej przekładni

$$a = 0,5 m(z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 5(19 + 47) = 165 \text{ mm}$$

W celu dostosowania przekładni do istniejącej odległości wałów $a_r = 170 \text{ mm}$ należy zastosować koła z dodatnim przesunięciem zarysu.

Obliczamy wartość współczynnika B_r z zależności

$$a_r = a + B_r \cdot a$$

Otrzymujemy

$$B_r = \frac{a_r - a}{a} = \frac{170 - 165}{165} = 0,03030$$

Z tablicy 11.4 dla wartości $B_r = 0,03030$ odczytujemy wartość B_p , stosując interpolację liniową. Otrzymujemy

$$B_p = 0,033\,454$$

Obliczamy pozorną odległość osi

$$a_p = a(1 + B_p) = 165(1 + 0,033\,454) \approx 170,52 \text{ mm}$$

Ponieważ istnieje konieczność zmniejszenia nadmiernego luzu obwodowego, sprawdzamy wartość zbliżenia osi K

$$K = a_p - a_r = 170,52 - 170,0 = 0,52 \text{ mm}$$

Zbliżenie osi o wielkość K powoduje zmniejszenie luzu wierzchołkowego, który wyniesie

$$c = 0,25 \text{ m} - K = 0,25 \cdot 5 - 0,52 = 0,73 \text{ mm}$$

Wartość otrzymanego luzu wierzchołkowego jest większa od wartości minimalnej ($c = 0,1 \text{ m}$), a więc można nie ścinać głów zębów.

Obliczamy sumę przesunięć zarysu w obu kołach

$$X_1 + X_2 = a_p - a = 170,52 - 165 = 5,52 \approx 5,5 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $X_1 = X_2 = 2,75 \text{ mm}$

stąd współczynnik przesunięcia zarysu

$$x = \frac{X}{m} = \frac{2,75}{5} = 0,55$$

U w a g a: Podział sumy przesunięć zarysów na oba koła jest dowolny.

Przyjęte są różne sposoby, np.:

- podział na połowy (jak w przykładzie): $x_1 = x_2$
- podział odwrotnie proporcjonalny do liczby zębów:

$$x_2 = x_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \text{ (w przykładzie otrzymalibyśmy } x_1 = 0,786, x_2 = 0,318)$$

- podziały zapewniające spełnienie optymalnych warunków współpracy lub zależne od względów wytrzymałościowych itp.

Obliczamy wymiary zębów i kół:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 19 = 95 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = m(z_1 + 2) + 2X = 5(19 + 2) + 2 \cdot 2,75 = 110,5 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = m(z_1 - 2,5) + 2X = 5(19 - 2,5) + 5,5 = 88,0 \text{ mm}$$

$$h_{a1} = m + X = 5 + 2,75 = 7,75 \text{ mm}$$

$$h_{f1} = 1,25 \text{ m} - X = 1,25 \cdot 5 - 2,75 = 3,50 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 47 = 235 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) + 2X = 5(47 + 2) + 5,5 = 250,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,5) + 2X = 5(47 - 2,5) + 5,5 = 228,0 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = h_{a1} = 7,75 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = h_{f1} = 3,50 \text{ mm}$$

W projektowaniu nowych przekładni, w których liczby zębów są mniejsze od granicznych i nie ma ograniczeń co do żądanej odległości osi, obliczenia wykonuje się w następującej kolejności:

- wyznaczenie x_1 , x_2 , a następnie X_1 i X_2 ,
- obliczenie pozornej odległości osi a_p (wzór 11.30),
- obliczenie współczynnika B_p (wzór 11.33),
- dobranie współczynnika B_r z tabl. 11.4,
- obliczenie rzeczywistej odległości osi (wzór 11.34),
- obliczenie wartości zbliżenia osi K i ustalenie, czy konieczne jest ścięcie głów zębów,
- obliczenie wymiarów kół i zębów.

11.7. Wytrzymałość uzębień kół walcowych o zębach prostych

Zużycie i uszkodzenia zębów. Zniszczenie uzębienia może następować z wielu powodów. Podobnie jak i w innych elementach maszyn, należy tu przede wszystkim wymienić naprężenia występujące w zębach pod wpływem działających sił oraz własności materiałów współpracujących zębów (np. zbyt duża twardość i mała odporność na złamanie zębów hartowanych). Istnieją jednak również przyczyny zniszczenia zębów występujące głównie — a nawet wyłącznie — podczas pracy przekładni zębatych. Dlatego też przed omówieniem obliczeń wytrzymałościowych uzębień należy zapoznać się z podstawowymi objawami zużycia i przyczynami uszkodzeń zębów.

Zużycie ściernie występuje pod wpływem obcych ciał (zanieczyszczeń) dostających się między współpracujące zęby, jak np. piasek, zendra z odlewu, cząstki metalu pochodzące z docierania się zębów itp. Ponadto powodem zużycia ściernego może być niewłaściwe smarowanie i tarcie pod wpływem poślizgów międzyzębnymi.

Zatarcie jest to zużycie powstające na skutek wyrwania z zębów cząstek materiału, które szczepiły się z materiałem zębów koła współpracującego pod wpływem dużych nacisków, a także wskutek stosowania niewłaściwych smarów. W wyniku zatarcia na powierzchni bocznej zębów tworzą się wyrwy lub rowki, osłabiające coraz bardziej ząb.

Wgłębienie zmęczeniowe (pitting) jest to zmęczenie powierzchniowe powstające pod wpływem powtarzających się okresowo nacisków powierzchniowych. Typowymi objawami są początkowo lekkie wgłębienia, najczęściej na stopach zębów, a następnie odpryski cząstek materiału w kształcie nieregularnych łusek.

Wgłębienia hartownicze występują w zębach hartowanych zarówno wskutek wad powierzchniowych, jak i wskutek nadmiernych naprężeń po obróbce cieplnej. Wgłębienia te są większe i jaśniejsze niż wgłębienie-

nia zmęczeniowe, a objawiają się również w postaci odprysków cząstek materiału.

Odkształcenie plastyczne polega na zmianie kształtu zęba pod wpływem znacznych obciążeń, przy czym odkształcenia tego typu występują głównie w zębach nie utwardzonych. Do odkształceń plastycznych zalicza się tzw. nawalcowanie uderzeniowe, marszczenie oraz bruzdowanie.

Złamanie zmęczeniowe jest to najczęstsza postać złamania, wynikająca z cyklicznie zmiennych naprężeń, przekraczających dopuszczalną granicę. Istnieje wiele przyczyn wywołujących złamanie zmęczeniowe, m.in. przeciążenia, działanie karbu, wady powierzchniowe i wymienione wyżej wgłębienia zmęczeniowe.

Podane krótkie charakterystyki niektórych przyczyn zużycia i uszkodzeń zębów są oparte na normie PN-91/M-88506.

Obliczanie wytrzymałości uzębień. Wiadomości wstępne. Wymienione przyczyny zużycia i uszkodzeń zębów nie wyczerpują wszystkich przypadków zmniejszenia prawidłowości współpracy zębów. W niektórych rodzajach przekładni może zachodzić np. miejscowe podniesienie temperatury, powodujące odpuśczenie powierzchniowe zęba; konieczne są wówczas obliczenia na rozgrzewanie. Innym czynnikiem wpływającym na pogorszenie pracy przekładni są skutki obciążeń dynamicznych.

Trudność ścisłego określenia warunków powstania zniszczeń i ich wpływu na wytrzymałość zębów powoduje, że obliczanie wytrzymałości uzębień może być dokonywane według różnych metod. Z podanych wyjaśnień wynika, że 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 11.15 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. Rzeczywisty kierunek działania siły F_z różni się nieco od podanego na rysunku 11.15, ale zastosowanie tego założenia upraszczającego powoduje niewielki błąd obliczeniowy, tym mniejszy, im większa jest liczba zębów w danym kole. Przyjmuje się więc, że siła obwodowa F wynosi

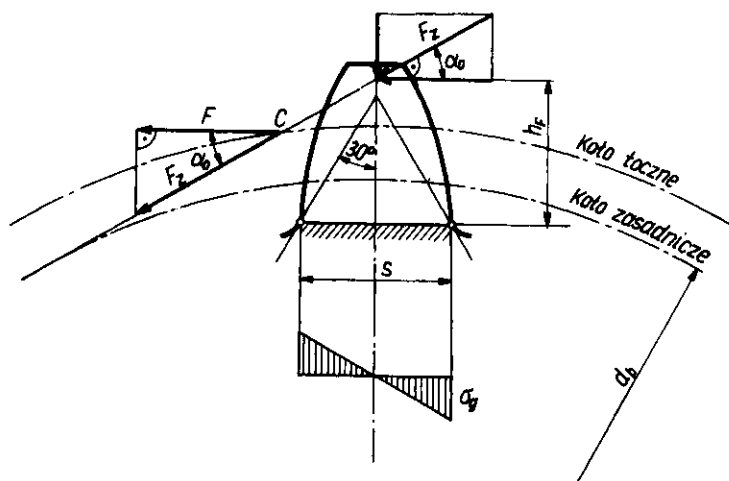
$$F = F_z \cdot \cos \alpha_o \quad (11.39)$$

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

$$F = \frac{2M}{d} \quad (11.40)$$

gdzie d — średnica podziałowa.

Pod wpływem siły obwodowej F występuje zginanie zęba u podstawy. Ponieważ przekrój zęba jest zmienny, należy przyjąć umowny przekrój niebezpieczny. Zgodnie z rys. 11.15 przekrój ten ustalono w miejscu styku trójkąta równobocznego z zarysami boków zęba. 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. 11.5).



Rys. 11.15. Naprężenia zginające u podstawy zęba i rozkład sił

Maksymalny moment zginający wynosi wówczas

$$M_g = F \cdot h_F \quad (11.41)$$

zaś maksymalne naprężenia zginające u podstawy zęba

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_z} = \frac{6F \cdot h_F}{b \cdot s^2} \quad (11.42)$$

Wyznaczanie wymiarów h_F i s wymaga skomplikowanych obliczeń, dlatego — korzystając z zależności, że wymiary zęba (a więc także h_F i s) są proporcjonalne do wartości modułu — wprowadza się tzw. współczynnik kształtu zęba q

$$q = \frac{6 \frac{h_F}{m}}{\left(\frac{s}{m}\right)^2} = \frac{6h_F \cdot m}{s^2} \quad (11.43)$$

Wartość współczynnika q oblicza się osobno dla określonych zarysów, ponieważ wymiary h_F i s zależą od kształtu zęba, który jest z kolei uzależniony od kąta przyporu α_o , liczby zębów z oraz od współczynnika przesunięcia zarysu x . W tablicy 11.5 podano wartości współczynnika q dla zębów normalnych o zarysie ewolwentowym przy kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$.

Tablica 11.5

Wartości współczynnika kształtu zęba q dla kół o uzębieniu zewnętrznym i kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$ [wg 10]

z	Wartości q dla współczynnika przesunięcia zarysu x						
	+1,0	+0,75	+0,5	+0,25	0	-0,25	-0,5
10	2,00	2,31	2,74	3,42	4,64	—	—
11	2,00	2,30	2,62	3,29	4,34	—	—
12	1,99	2,28	2,55	3,18	4,10	—	—
13	1,99	2,26	2,52	3,10	3,94	5,22	—
14	1,99	2,25	2,51	3,03	3,80	4,93	—
15	2,00	2,24	2,50	2,98	3,67	4,68	—
16	2,00	2,24	2,50	2,93	3,56	4,47	—
17	2,00	2,23	2,49	2,89	3,48	4,32	—
18	2,00	2,22	2,48	2,86	3,40	4,18	5,34
19	2,02	2,22	2,48	2,83	3,34	4,06	5,12
20	2,04	2,22	2,47	2,81	3,28	3,95	4,92
25	2,09	2,24	2,46	2,73	3,10	3,60	4,29
30	2,13	2,26	2,45	2,67	2,98	3,38	3,90
40	2,19	2,30	2,43	2,60	2,83	3,14	3,48
50	2,23	2,32	2,42	2,57	2,74	2,98	3,26
60	2,26	2,35	2,43	2,54	2,69	2,89	3,14
80	2,32	2,38	2,44	2,53	2,63	2,78	2,95
100	2,37	2,40	2,45	2,52	2,60	2,67	2,86
200	2,42	2,44	2,46	2,51	2,54	2,60	2,68
∞	2,50						

Przekształcając zależność 11.43 do postaci

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

można ją wprowadzić do wzoru 11.42, który przyjmuje formę

$$\sigma_g = \frac{F \cdot q}{b \cdot m} \leq k_{gj} \quad (11.44)$$

Szerokość uzębienia we wstępnych obliczeniach można przyjmować w zależności od wartości modułu: $b = \lambda \cdot m$, gdzie $\lambda = 5 \div 20$. Większe wartości należy przyjmować przy większej dokładności wykonania uzębień.

Podana we wzorze 11.44 siła F stanowi obciążenie statyczne. W pracującej przekładni różni się ona często dość znacznie od siły rzeczywistej. Wynika to z wpływu czynników charakterystycznych dla pracy przekładni i określanych ogólnie jako nadwyżki dynamiczne. Nadwyżki dynamiczne zależą przede wszystkim od dokładności wykonania uzębienia i prędkości

obwodowej, ponieważ w miarę wzrostu prędkości kół wszelkie błędy i niedokładności powodują nierównomierną pracę uzębienia oraz zmiany prędkości, a więc wystąpienie przyspieszeń; powstają wówczas siły bezwładności, dodatkowo obciążające zęby. Drugim czynnikiem decydującym o wartości siły F jest chwilowy wzrost obciążeń przekładni, czyli przeciążenie, zależne od charakteru pracy maszyny roboczej. Przeciążenia przekładni występują m.in. przy uruchamianiu i hamowaniu silnika.

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

$$F_{obl} = \frac{K_p \cdot K_v \cdot F}{K_e} \quad (11.45)$$

gdzie:

K_p — współczynnik przeciążenia,

K_v — współczynnik nadwyżek dynamicznych, wyrażany w zależności od prędkości obwodowej,

K_e — współczynnik zależny od liczby przyporu.

Orientacyjne wartości współczynnika K_p podano w tablicy 11.6, a współczynnika K_v — w tablicy 11.7. W tablicy 11.7 podano również wysokości chropowatości R_z , zalecane przy podanych prędkościach obwodowych.

Tablica 11.6

Wartości współczynnika przeciążenia K_p przy napędzaniu silnikiem elektrycznym [wg 4]

Przykłady napędzanych maszyn	Wartości K_p , gdy liczba godzin pracy przekładni na dobę wynosi		
	3	8 ÷ 10	24
Lekkie dźwignice, napęd posuwu obrabiarek	1	1,1	1,25
Napędy główne obrabiarek, ciężkie dźwignice, żurawie, pompy tłokowe	1	1,25	1,5
Prasy do tłoczenia, koparki, klatki walcownicze	1,5	1,75	2

Tablica 11.7

Wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych K_v oraz zalecanej chropowatości powierzchni uzębienia [wg 10]

przy v (w m/s)	≤ 3	3 ÷ 5	5 ÷ 10	10 ÷ 20	20 ÷ 30	30 ÷ 40	> 40
K_v	1,25	1,35	1,5	1,65	1,8	2,0	2,3
R_z	40; 20	20; 10	10; 6,3; 3,2	3,2; 1,6; 0,8; 0,4	0,4; 0,2; 0,1		

Jak już podano uprzednio, w przekładniach walcowych prostych o kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$ liczba przyporu jest mniejsza od 2. Przy $\epsilon < 2$ przyjmuje się $K_e = 1$, zaś w innych przekładniach, w których $\epsilon \geq 2$, przyjmuje się $K_e = 2$.

Po wprowadzeniu do wzoru 11.44 wartości F_{obl} w N, k_{gj} w MPa oraz uwzględniając, że $b = \lambda \cdot m$, otrzymuje się po przekształceniach

$$m \geq \sqrt{\frac{F_{obl} \cdot q}{\lambda \cdot k_{gj}}} \text{ mm} \quad (11.46)$$

Wielkością charakterystyczną dla pracy przekładni jest przenoszony moment obrotowy, można więc do wzoru 11.46 wprowadzić wartość

$$F_{obl} = \frac{2M_{obl}}{d} = \frac{2M_{obl}}{m \cdot z} \text{ N} \quad (11.47)$$

Otrzymuje się wówczas wzór

$$\sigma_g = \frac{2M_{obl} \cdot q}{\lambda \cdot z \cdot m^3} \leq k_{gj}$$

Stąd

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q}{\lambda \cdot z \cdot k_{gj}}} \text{ cm} \quad (11.48)$$

gdzie

$$M_{obl} = \frac{M \cdot K_p \cdot K_v}{K_e} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tablica 11.8

Orientacyjne wartości dopuszczalnych naprężeń zginających k_{gj} i twardości HB dla niektórych materiałów stosowanych na koła zębate

Materiał		Stan obróbki cieplnej	k_{gj} MPa	Twardość Brinella HB
nazwa	symbol			
Stal	St5	normaliz. normaliz. T ¹⁾ T H ²⁾ T T	190	180 ÷ 220
	St6		230	220 ÷ 260
	St7		270	250 ÷ 310
	45		250	min. 210
	55		270	min. 220
	45		290	220 ÷ 280
	55		320	240 ÷ 290
	20 HG		360	min. 310
	40 H		350	300 ÷ 350
	40 HM		400	340 ÷ 390
35 HGS	T	500	370 ÷ 440	
Żeliwo	ZI 250		90	170 ÷ 250
	ZI 300		110	190 ÷ 270
Staliwo	L 400		140	150 ÷ 190
	L 500		170	170 ÷ 210
Uwagi: ¹⁾ T — ulepszenie cieplne (hartowanie i wysokie odpuszczanie) ²⁾ H — nawęglanie i hartowanie				

Sprawdzenie jednostek we wzorze 11.48:

$$\sqrt[3]{\frac{1 \text{ N} \cdot \text{m}}{1 \text{ MPa}}} = \sqrt[3]{\frac{1 \text{ N} \cdot \text{m}}{1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = \sqrt[3]{1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3} = \sqrt[3]{1 \text{ cm}^3} = 1 \text{ cm}$$

Dopuszczalne naprężenia zginające dla kół zębatach przyjmuje się wg tablicy 11.8. Są one wyższe od zalecanych w tabl. 1.4 i 1.5, ponieważ poszczególne zęby pracują okresowo i można przyjąć mniejsze wartości współczynnika bezpieczeństwa x_z .

Obliczenie modułu z warunku na zginanie wystarczy wykonać dla zęb-
nika.

PRZYKŁAD 11.6. 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 $M = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$. Obliczyć moduł koła z_1 , jeżeli należy je wykonać ze stali 55 ulepszonej cieplnie. Założyć $\lambda = 10$ (str 281).

Rozwiązanie

Na podstawie danych z treści zadania ustalamy wartości zawarte w tablicach: z tabl. 11.8 — $k_{qj} = 320 \text{ MPa}$, z tabl. 11.5 — $q = 3,40$.

Zakładamy, że przekładnia pracuje ok. 8 h/dobę, stąd wg tabl. 11.6 — $K_p = 1,1$.

Ponadto do obliczeń wstępnych przyjmujemy $K_v = 1,5$.

Obliczamy wartość momentu obliczeniowego

$$M_{obl} = \frac{M \cdot K_p \cdot K_v}{K_e} = \frac{200 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{1} = 330 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z wzoru 11.48 obliczamy wartość modułu

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q}{\lambda \cdot z \cdot k_{qj}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 330 \cdot 3,4}{10 \cdot 18 \cdot 320}} = \sqrt[3]{0,0389} \approx 0,339 \text{ cm}$$

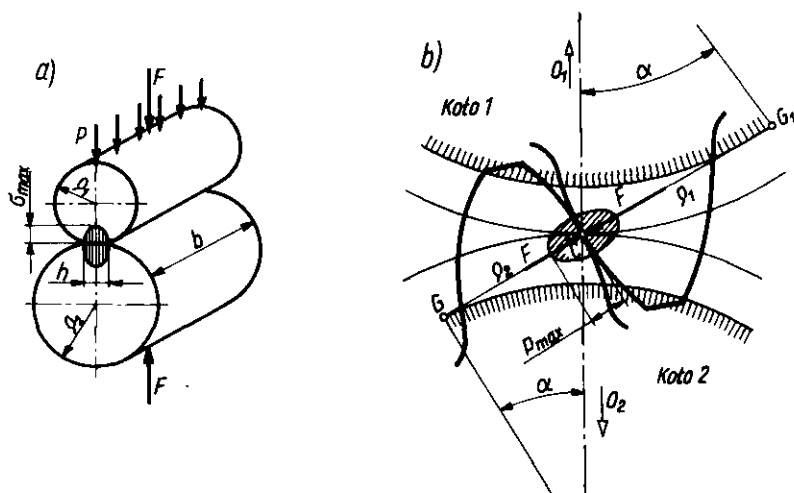
Z tablicy 11.2 przyjmujemy najbliższy zalecany moduł: $m = 4 \text{ mm}$.

Dla sprawdzenia wartości K_v obliczamy prędkość obwodową

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 18 \cdot 600}{60 \cdot 1000} = 2,26 \text{ m/s}$$

Z tablicy 11.7 dla $v < 3 \text{ m/s}$ odczytujemy: $K_v = 1,25$. Ponieważ do wstępnych obliczeń założyliśmy $K_v = 1,5$, zatem wartość modułu nie ulegnie zmianie.

Obliczanie zębów na naciski powierzchniowe. W przekładniach zębatach i ciernych, w łożyskach tocznych oraz w niektórych rodzajach sprzęgieł naciski powierzchniowe są skupione na bardzo niewielkim obszarze. W miejscu styku dwóch ciał sprężystych pod wpływem siły nacisku (rys. 11.16) występują naprężenia określane jako naprężenia stykowe. Jeże-



Rys. 11.16. Rozkład nacisków wywołujących naprężenia stykowe: a) w walcach ściskanych, b) w zębach [5, 16]

li początkowy styk jest liniowy (np. w przekładniach zębatych i ciernych), wówczas pod wpływem obciążenia powstaje powierzchnia styku o kształcie wąskiego prostokąta.

Jak pokazano na rys. 11.16, naciski są rozłożone nierównomiernie. Przy współpracy zębów kół zębatych, a także kół ciernych, występują naprężenia stykowe będące naprężeniami zmęczeniowymi, ponieważ w czasie każdego obrotu kół obciążenie wzdłuż linii styku rośnie od zera do maksimum i znowu maleje do zera. Charakter współpracy powoduje, że przy zbyt dużych naciskach powierzchniowych może wystąpić zniszczenie pracującej powierzchni, m.in. wskutek pojawienia się pittingu lub odkształceń plastycznych.

Dotychczas stosowany ogólny warunek na naciski powierzchniowe ($p \leq k_o$) nie może być stosowany, ponieważ nie uwzględnia specyficznych warunków pracy omawianych przekładni. Obliczanie zębów na naciski powierzchniowe wykonuje się wg wzoru Hertza

$$p_{max}^2 = \frac{2F}{b \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot \frac{1}{2\pi(1-\nu^2)} \quad (11.49)$$

w którym:

F — siła dociskająca walce, N,

E_1, E_2 — moduły Younga (sprężystości wzdłużnej) materiałów walców (lub uzębień), MPa,

ν — liczba Poissona,

b — długość walców (czynna szerokość uzębienia), mm (rys. 11.5),

ρ_1, ρ_2 — promienie krzywizny stykających się walców (zębów), mm.

Znak plus we wzorze stosuje się przy ściskaniu elementów wypukłych, minus zaś przy ściskaniu elementu wypukłego i wklęsłego. Wzór Hertza

określa wartość największych nacisków powierzchniowych, które występują między dwoma wałcami dociskanyimi do siebie siłą F (rys. 11.16a).

W obliczeniach wytrzymałości zębów na naciski powierzchniowe przyjmuje się wartość nacisku w centralnym punkcie przyporu, czyli na linii przecięcia kół tocznych z pracującymi zarysami zębów (rys. 11.16b). Miejsce to jest najbardziej narażone na zniszczenie (zużycie) powierzchniowe i tu najczęściej występują początkowe oznaki pittingu. Jak już wyjaśniono, naciski wywołuje F_z — siła międzyzębna działająca wzdłuż linii przyporu. Po uwzględnieniu przeciężenia i nadwyżek dynamicznych wartość siły F_z wynosi

$$F = F_z = \frac{F_{obl}}{\cos \alpha_o} \quad (\text{z rys. 11.16}) \quad (11.50)$$

Zastępcze promienie krzywizn zarysów zębów stykających się w centralnym punkcie przyporu C wynoszą

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \alpha_o \quad \text{oraz} \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha_o \quad (11.51)$$

U w a g a: Wartości ρ_1 i ρ_2 są obliczone w ten sposób z niewielkim błędem w stosunku do rzeczywistych promieni krzywizn. Błąd ten nie wpływa na dokładność dalszych obliczeń.

Uwzględniając również zależność: $d_2 = d_1 \cdot i$, otrzymuje się

$$\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \left(\frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{i \cdot d_1} \right) \cdot \frac{1}{\sin \alpha_o} = \frac{2}{d_1 \cdot \sin \alpha_o} \left(1 \pm \frac{1}{i} \right) \quad (11.52)$$

Podstawiając zależności 11.50 i 11.52 do wzoru Hertza, otrzymuje się

$$p_{max} = \sqrt{\frac{2F_{obl}}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \cdot b \cdot \cos \alpha_o} \cdot \frac{2}{d_1 \cdot \sin \alpha_o} \cdot \left(1 \pm \frac{1}{i} \right) \frac{1}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (11.53)$$

Sprawdzenie jednostek

$$\sqrt{\frac{\text{N}}{\frac{1}{\text{MPa}} \cdot \text{mm}^2}} = \sqrt{\frac{\text{N}}{\frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \cdot \text{mm}^2}} = \sqrt{\frac{\text{N}^2}{\text{mm}^4}} = \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

oraz

$$1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \frac{1 \text{ N}}{1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1 \text{ MPa}$$

We wzorze 11.53 występują wartości stałe dla danego kąta przyporu oraz dla materiałów, z których są wykonane koła. Wyodrębniając je, uzyskuje się zależność

$$p_{max} = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \cdot \pi (1 - \nu^2) \cdot \sin \alpha_o \cdot \cos \alpha_o}} \cdot \sqrt{\frac{F_{obl}}{b \cdot d_1} \left(1 \pm \frac{1}{i}\right)} \quad (11.54)$$

Oznaczając pierwszy pierwiastek przez C , otrzymuje się ostateczną postać wzoru na obliczanie maksymalnych nacisków powierzchniowych dla uzębień kół zębatach (dla zębnika)

$$p_{max} = C \sqrt{\frac{F_{obl}}{b \cdot d_1} \left(1 \pm \frac{1}{i}\right)} \leq k_o \quad (11.55)$$

Wartości współczynnika C dla niektórych materiałów i kąta przyporu $\alpha_o = 20^\circ$ są podane w tablicy 11.9.

U w a g a: W obliczeniach zębów wg wzoru 11.55 należy ściśle przestrzegać stosowania jednostek wg wyjaśnień przy wzorze 11.53, ponieważ wartości mianowane mieszczą się również we współczynniku C .

Tablica 11.9

Wartości współczynnika C we wzorze Hertza przy kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$

Materiały kół i moduły Younga	ν	koło	$\frac{C}{(\text{MPa})^{\frac{1}{2}}}$
Stal po stali $E_1 = E_2 = 210\,000 \text{ MPa}$	0,35		478,2
Stal po żeliwie $E_1 = 210\,000 \text{ MPa}$ $E_2 = 90\,000 \text{ MPa}$	0,35	stalowe	370,4
	0,25	żeliwne	365,0
Żeliwo po żeliwie $E_1 = E_2 = 90\,000 \text{ MPa}$	0,25		308,4

Maksymalne naciski rzeczywiste p_{max} należy porównać z naciskami dopuszczalnymi k_o . W literaturze przedmiotu istnieją dość znaczne rozbieżności w zakresie metod wyznaczania nacisków dopuszczalnych k_o przy obciążeniu stykowym. Najczęściej są one uzależniane od twardości Brinella HB oraz od prędkości obrotowej i żadanego czasu pracy przekładni T . Zgodnie z poz. 16 spisu literatury orientacyjną wartość dopuszczalnych nacisków powierzchniowych przyjmuje się wg przybliżonego wzoru

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

w którym:

HB — twardość Brinella,

W — współczynnik zależny od prędkości obrotowej n i czasu pracy przekładni T .

Wartość HB dla niektórych materiałów stosowanych na koła zębate podano w tablicy 11.8, wartości zaś współczynnika W — w tablicy 11.10.

Tablica 11.10

Orientacyjne wartości współczynnika W do obliczania nacisków dopuszczalnych w kołach zębatych [wg 16]

Prędkość obrotowa n w obr/min	Wartości W dla żadanego okresu pracy T (w godzinach)				
	5000	10 000	20 000	50 000	100 000
30	1,35	1,60	1,75	2,00	2,25
40	1,43	1,68	1,83	2,10	2,40
50	1,50	1,78	1,94	2,20	2,55
100	1,70	1,96	2,18	2,50	2,80
200	1,90	2,20	2,40	2,80	3,20
300	2,05	2,30	2,60	3,00	3,40
400	2,15	2,48	2,75	3,20	3,65
500	2,20	2,55	2,82	3,25	3,75
1000	2,45	2,85	3,20	3,70	4,20
2000	2,75	3,20	3,55	4,10	4,70
3000	2,95	3,40	3,80	4,35	4,90

W obliczeniach zębów na naciski powierzchniowe wg wzoru Hertza pominięto wpływ smarowania. Przy właściwym doborze oleju i sposobu smarowania można uzyskać powstanie klina smarowego (patrz rozdz. 10.1) w punktach przyporu, co wpływa na zmniejszenie nacisków rzeczywistych w stosunku do obliczonych wg wzoru Hertza. Pozwala to na przedłużenie okresu pracy przekładni lub — przy bardzo dokładnych obliczeniach — na zmniejszenie wartości modułu, a tym samym i wymiarów kół zębatych. Dlatego też nie jest obojętne, jaki olej i sposób smarowania zastosuje się w określonych przekładniach zębatych.

PRZYKŁAD 11.7. Sprawdzić na naciski powierzchniowe zęby koła z_1 z przykładu 11.6, jeżeli żądany czas pracy $T = 5000$ h.

Rozwiązanie

Wartość siły F wynosi

$$F = \frac{2M}{d_1} = \frac{2M}{m \cdot z_1} = \frac{2 \cdot 200}{0,004 \cdot 18} \approx 5555 \text{ N}$$

Siła obliczeniowa

$$F_{obl} = \frac{F \cdot K_p \cdot K_v}{K_e} = \frac{5555 \cdot 1,1 \cdot 1,25}{1} = 7639 \text{ N}$$

Wymiary koła: $b = \lambda \cdot m = 10 \cdot 4 = 40$ mm oraz $d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 18 = 72$ mm.
Przełożenie przekładni $i = 4$.

Koła przekładni są wykonane ze stali, zatem z tabl. 11.9 odczytujemy $C = 478,2 \text{ (MPa)}^{1/2}$.

Obliczamy wartość nacisków

$$p_{\max} = C \sqrt{\frac{F_{\text{obl}}}{b \cdot d_1} \left(1 + \frac{1}{i}\right)} = 478,2 \sqrt{\frac{7639}{40 \cdot 72} \left(1 + \frac{1}{4}\right)} \approx 870,7 \text{ MPa}$$

Z tablicy 11.8 odczytujemy wartość $HB = 240 \div 290$, z tablicy zaś 11.10 — $W = 2,25$ (stosując interpolację liniową).

Obliczamy wartość nacisków dopuszczalnych, zakładając $HB = 280$

$$k_o = \frac{5 \cdot 280}{2,25} = 622 \text{ MPa (gdyż } k_o = \frac{5HB}{W})$$

Warunek: $p_{\max} \leq k_o$ nie jest spełniony, zwiększamy więc wartość modułu do $m = 5 \text{ mm}$ oraz szerokość uzębienia do $b = 60 \text{ mm}$ i powtarzamy obliczenia:

$$F = \frac{2M}{m \cdot z_1} = \frac{2 \cdot 200}{0,005 \cdot 18} \approx 4444 \text{ N}$$

$$F_{\text{obl}} = \frac{F \cdot K_p \cdot K_v}{K_e} = \frac{4444 \cdot 1,1 \cdot 1,25}{1} \approx 6111 \text{ N}$$

$$p_{\max} = C \sqrt{\frac{F_{\text{obl}}}{b \cdot d_1} \left(1 + \frac{1}{i}\right)} = 478,2 \sqrt{\frac{6111}{60 \cdot 90} \left(1 + \frac{1}{4}\right)} \approx 569 \text{ MPa}$$

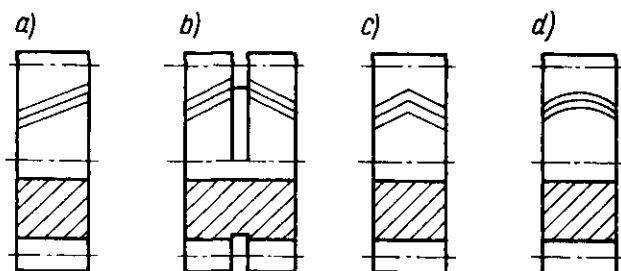
Przy module 5 mm i $\lambda = 12$ ($b = 60 \text{ mm}$) warunek wytrzymałości zębów koła na naciski powierzchniowe będzie spełniony, jeżeli zęby zostaną utwardzone do $HB > 260$.

11.8. Przekładnie walcowe o zębach skośnych i daszkowych

Rodzaje kół o zębach skośnych. W odróżnieniu od kół walcowych o zębach prostych, uzębienie kół o zębach skośnych jest nacinane pod kątem pochylenia linii zęba β (rys. 11.18). Jest to kąt mierzony między linią zęba i linią równoległą do osi koła.

W zasadzie zęby skośne otrzymuje się tylko przy nacinaniu uzębienia metodą kształtową, natomiast przy stosowaniu metod obwiedniowych zęby są nacinane wzdłuż linii śrubowej. Niezależnie jednak od metody nacinania uzębień skośnych — kołami walcowymi o zębach skośnych (często skrótowo — kołami skośnymi) nazywa się koła stosowane w przekładniach o osiach równoległych (takie przekładnie nazywa się skośnymi), natomiast przekładniami śrubowymi nazywa się przekładnie wchrowate o osiach kół nie leżących w jednej płaszczyźnie.

Na rysunku 11.17 są przedstawione podstawowe odmiany kół o uzębieniach skośnych i daszkowych. W przekładniach o osiach równoległych koło skośne z zębami lewoskrętnymi (lewymi) zawsze współpracuje z kołem skośnym z zębami prawoskrętnymi (prawymi), przy czym kąty pochylenia β_1 i β_2

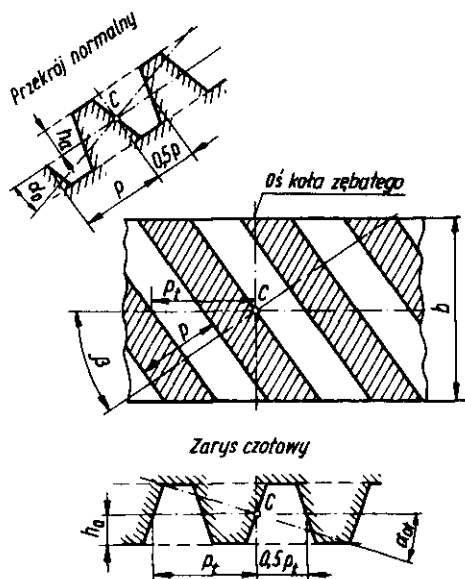


Rys. 11.17. Rodzaje kół walcowych z uzębieniem skośnym: a) skośne jednokierunkowe, b÷d) daskowe (b — z rozdzielonym uzębieniem dwukierunkowym, c — z jednolitym uzębieniem, d — z zębami łukowymi)

muszą być równej wartości i przeciwne co do kierunku, spełniając warunek: $\beta_1 + \beta_2 = 0$.

Uzębienie kół skośnych jednokierunkowych wykonuje się metodami stosowanymi dla uzębień kół prostych, natomiast wykonanie kół daskowych wymaga z reguły stosowania specjalnych obrabiarek.

Obliczanie wymiarów kół o zębach skośnych. Wymiary kół skośnych rozpatruje się w dwóch płaszczyznach: w płaszczyźnie czołowej, prostopadłej do osi koła, oraz w płaszczyźnie normalnej (prostopadłej) do linii zęba. Kąt między płaszczyzną normalną i czołową jest równy kątowi pochylenia linii zęba β . Na rysunku 11.18 podano podstawowe zależności między wymiarami w obu płaszczyznach na przykładzie zębátky skośnej.



Rys. 11.18. Wymiary uzębień kół walcowych skośnych — na przykładzie zębátky skośnej [3]

W kołach o zębach skośnych oblicza się te same wielkości i wymiary, jakie charakteryzowały koła o zębach prostych. Za podstawę wykonania kół o zębach skośnych przyjmuje się przekrój zęba w płaszczyźnie normalnej, wykorzystując w ten sposób narzędzia stosowane do obróbki uzębień kół walcowych o zębach prostych.

Przy nacinaniu uzębienia narzędzie powinno być pochylone pod kątem β względem osi koła. Wymiary zębów mierzone w przekroju normalnym są wówczas takie same, jak wymiary zębów prostych, zatem wartości modułu normalnego m i podziałki p pozostają niezmienne.

Średnice kół są mierzone w płaszczyźnie czołowej, dlatego wprowadza się określenia: moduł czołowy m_t i podziałka czołowa p_t .

Zależności między modułami oraz podziałkami normalnymi i czołowymi są następujące:

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta} \quad (11.57)$$

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \quad (11.58)$$

W płaszczyźnie czołowej zwiększa się moduł, podziałka, a także grubość zęba i szerokość wrębu, natomiast wysokość zęba — niezależna od kąta β — nie ulega zmianie.

Liczbę zębów w kołach skośnych określa się w płaszczyźnie czołowej, stąd średnicę podziałową oblicza się według wzoru

$$d = m_t \cdot z = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} \quad (11.59)$$

Jak już podano, wysokości zębów (wykonywanych tymi samymi narzędziami) nie ulegają zmianie, wobec czego średnice wierzchołków i podstaw oblicza się ze wzorów:

$$d_a = d + 2h_a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z + 2m = m \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right) \quad (11.60)$$

$$d_f = d - 2h_f = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z - 2,5m = m \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right) \quad (11.61)$$

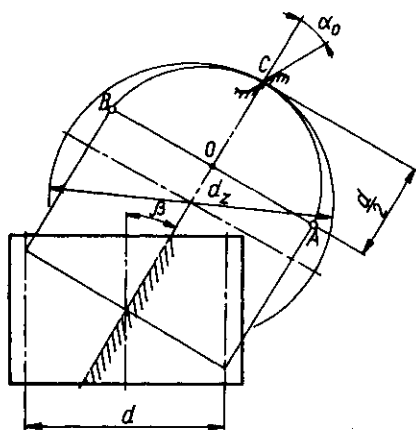
Odległość osi kół walcowych skośnych wynosi

$$a = 0,5(z_1 + z_2) \cdot m_t = 0,5(z_1 + z_2) \cdot \frac{m}{\cos \beta} \quad (11.62)$$

Moduł czołowy m_t zależy od modułu normalnego m i kąta β , przybiera więc dowolne wartości, nie podlegające normalizacji. Wymiary średnic obliczone z wzorów 11.59 ÷ 61 podaje się najczęściej z dokładnością do 0,1 mm.

Przed rozpoczęciem obliczeń uzębień kół walcowych skośnych, związanych z przesunięciem zarysu oraz wytrzymałością zębów, należy rozpatrzyć różnice w kształcie zębów skośnych — w porównaniu z zębami prostymi.

Współpracę kół o zębach skośnych rozpatruje się w przekroju normalnym, ponieważ w tym przekroju otrzymuje się



Rys. 11.19. Budowa koła zastępczego dla kół walcowych skośnych

zęby normalne, wykonane narzędziami dla zębów prostych. W przekroju normalnym walca podziałowego nie otrzymuje się jednak koła, lecz elipsę (rys. 11.19), której półosie wynoszą:

$$\text{mała } OC = \frac{d}{2} \quad (11.63)$$

$$\text{wielka } OA = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad (11.64)$$

Wynika z tego, że w przekroju normalnym zarysy zębów są inne, niż w kole o zębach prostych i tej samej liczbie zębów, ponieważ zęby skośne są rozmieszczone na większym obwodzie, równym obwodowi elipsy.

Dla uproszczenia dalszych rozważań wprowadza się tzw. koło zastępcze, styczne do elipsy w punkcie styczności (przyporu) C, otrzymując w ten sposób krzywiznę rzeczywiście występującą w przekroju normalnym. Średnicę koła zastępczego określa wzór

$$d_z = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad (11.65)$$

Na obwodzie koła zastępczego można umieścić więcej zębów o normalnym module m , zatem analogicznie do określenia: „koło zastępcze” wprowadza się zastępczą liczbę zębów

$$z_z = \frac{d_z}{m} = \frac{d}{m \cdot \cos^2 \beta} = \frac{m \cdot z}{m \cdot \cos^2 \beta \cdot \cos \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (11.66)$$

Oczywiście, zarówno koło zastępcze, jak i zastępcza liczba zębów są tylko pojęciami teoretycznymi. Na podstawie przeprowadzonej analizy i zależności 11.65 i 11.66 można powiedzieć, że zęby w przekroju normalnym powinny mieć takie zarysy, jakie otrzymałoby się w kole walcowym o zębach prostych w liczbie z_z . Oznacza to, że nacinając zęby metodą kształtową, należy dla koła walcowego skośnego o liczbie zębów z zastosować do nacinania frez krążkowy modułowy przeznaczony do nacinania kół o liczbie zębów prostych z_z . W metodach obwiedniowych odpowiadających współpracy zespołów — koło obrabiane, uzyskuje się również zęby, których zarysy odpowiadają zarysom uzębień kół prostych o liczbie zębów równej z_{zast} .

Ustalenie granicznej liczby zębów w kołach skośnych także odnosi się do przekroju normalnego, czyli do zastępczej liczby zębów. Graniczną liczbę zębów określa się z zależności

$$z_{g\beta} = z_g \cdot \cos^3 \beta \quad (11.67)$$

Jak wynika z tego wzoru, przy stosowaniu zębów skośnych podcięcie zarysu zęba (gdy $z < z_g$) zachodzi dla mniejszej liczby zębów niż w kołach o zębach prostych.

Przesuwanie zarysu w kołach walcowych skośnych jest stosowane rzadko, głównie w kołach o niewielkich wartościach kąta β . W obliczeniach przesunię-

cia stosuje się te same wzory, co dla kół walcowych prostych dla przekroju normalnego, a następnie oblicza się odpowiednie wartości w przekroju czołowym.

PRZYKŁAD 11.8. Obliczyć podstawowe wymiary koła walcowego skośnego o liczbie zębów $z = 18$, module normalnym $m = 6$ mm i kącie pochylenia linii zęba $\beta = 10^\circ$.

Rozwiązanie

Podziałka normalna: $p = \pi \cdot m = \pi \cdot 6 = 18,84$ mm

Moduł czołowy: $m_t = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{6}{0,9848} \approx 6,09$ mm

Podziałka czołowa: $p_t = \frac{p}{\cos \beta} = \frac{18,84}{0,9848} = 19,13$ mm

Wysokość głowy zęba: $h_a = m \approx 6$ mm

Wysokość stopy zęba: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 6 = 7,5$ mm

Wysokość zęba: $h = 2,25m = 2,25 \cdot 6 = 13,5$ mm

Średnica podziałowa: $d = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} = \frac{6 \cdot 18}{0,9848} \approx 109,667$ mm $\approx 109,7$ mm

Średnica wierzchołków: $d_a = m \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right) = 6 \left(\frac{18}{0,9848} + 2 \right) = 121,667$ mm $\approx 121,7$ mm

Średnica podstaw: $d_f = m \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right) = 6 \left(\frac{18}{0,9848} - 2,5 \right) \approx 94,667$ mm $\approx 94,7$ mm.

PRZYKŁAD 11.9. Ustalić graniczną liczbę zębów dla kół walcowych skośnych o kącie przyporu $\alpha_o = 20^\circ$, w których będą stosowane zęby o kącie $\beta \approx 20^\circ$.

Rozwiązanie

Zakładamy, że podcięcie zarysu zębów jest niedopuszczalne

$$z_{g\beta} = z_g \cdot \cos^3 \beta = 17 \cdot 0,9397^3 \approx 14,1$$

Przyjmujemy $z_{g\beta} = 14$.

Gdy dopuścimy minimalne podcięcie zarysu, otrzymamy

$$z'_{g\beta} = z'_g \cdot \cos^3 \beta = 14 \cdot 0,9397^3 \approx 11,6$$

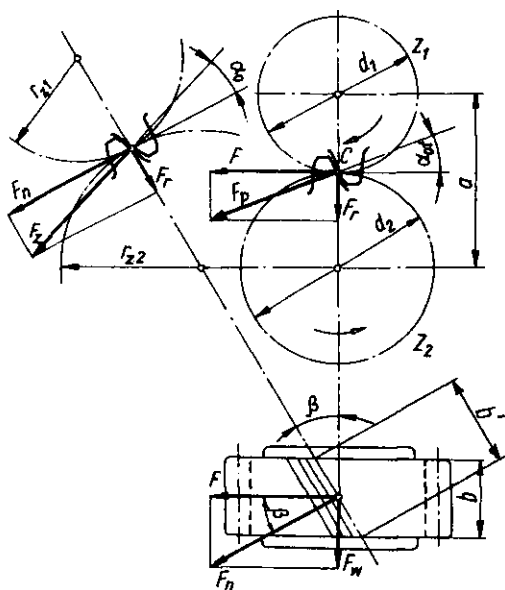
Przyjmujemy $z'_{g\beta} = 12$.

Obliczanie wytrzymałości zębów skośnych. Rozkład sił działających w przekładni z kołami o zębach skośnych jest przedstawiony na rys. 11.20.

Podobnie jak w przekładniach z kołami o zębach prostych, siła obwodowa F , wynikająca z przenoszonego momentu obrotowego, jest siłą stanowiącą podstawę do obliczeń, natomiast siłą obciążającą zęby jest siła międzyzębna F_z .

Zęby skośne są zginane siłą F_n , a o wartości nacisków powierzchniowych decyduje siła F_z . Jak wynika z rys. 11.20, w zależności od siły obwodowej F można obliczyć

$$F_n = \frac{F}{\cos \beta} \quad (11.68)$$



Rys. 11.20. Rozkład sił w przekładni walcowej skośnej

oraz

$$F_z = \frac{F_n}{\cos \alpha_0} = \frac{F}{\cos \alpha_0 \cdot \cos \beta} \quad (11.69)$$

Siły te działają na odcinku b' długości zęba równym

$$b' = \frac{b}{\cos \beta} \quad (11.70)$$

Stosunek długości zęba b' do szerokości uzębienia (wieńca) b jest taki sam, jak stosunek siły międzyzębnej F_z do siły zginającej F_n . Zależność tę można określić również w ten sposób, że obciążenie przypadające na jednostkę długości zęba pozostaje niezmiennie dla obu rodzajów zębów (prostych i skośnych). Oznacza to, że do obliczeń wytrzymałościowych zębów skośnych można stosować wzory przyjęte dla zębów prostych, pod warunkiem, że wstawiając do wzorów wartość siły

F , wstawi się wartość szerokości uzębienia b , a nie długość zęba b' . Wpływ nadwyżek dynamicznych i przeciążeń ustala się również przez wprowadzenie siły obliczeniowej F_{obl} .

W kołach o zębach skośnych należy sprawdzić wartość liczby przyporu, ponieważ zęby skośne wchodzi w przypór i wychodzą z przyporu stopniowo, a nie całą szerokością, co powoduje zwiększenie liczby przyporu (zależnie od wielkości kąta β). Wpływ kąta β na zwiększenie liczby przyporu określa się za pomocą współczynnika, zwanego skokową liczbą przyporu

$$\varepsilon_s = \frac{b \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi} \quad (11.71)$$

Całkowita liczba przyporu wynosi wówczas

$$\varepsilon_c = \varepsilon + \varepsilon_s \quad (11.72)$$

Jeżeli $\varepsilon_c \geq 2$, wówczas przy wyznaczaniu siły obliczeniowej F_{obl} (wzór 11.45) należy przyjąć $K_e = 2$.

Na podstawie wzoru 11.47 siła obliczeniowa dla kół skośnych wynosi

$$F_{obl} = \frac{2M_{obl}}{d} = \frac{2M_{obl} \cdot \cos \beta}{m \cdot z} \quad (11.73)$$

Wówczas warunek wytrzymałości na zginanie przyjmie postać

$$\sigma_g = \frac{2M_{obl} \cdot q \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot z \cdot m^3} \leq k_{gj}$$

Stąd po przekształceniach

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot z \cdot k_{gj}}} \quad (11.74)$$

Z dotychczasowych rozważań wynika, że zarys zębów w kole skośnym o liczbie zębów z odpowiada zarysowi zębów prostych w kole o liczbie zębów z_z . Dlatego do wzoru 11.74 podstawia się współczynnik kształtu zębów q , obliczony dla z_z .

Obliczanie nacisków powierzchniowych w kołach o uzębieniu skośnym wykonuje się wg wzoru 11.55

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

wprowadzając odpowiednio wartości F_{obl} oraz b wg objaśnień podanych przy omawianiu rozkładu sił (wzór 11.73).

Zastosowanie przekładni walcowych o zębach skośnych i daszkowych. 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 ząbienia oraz większą cichobieżność,
- zdolność do przenoszenia większych obciążeń, wynikającą z możliwości uzyskania większej liczby przyporu oraz z korzystniejszego zarysu zębów,
- możliwość stosowania dowolnego kąta pochylenia linii zębów, co umożliwia zwiększenie rozstawienia osi bez zmiany liczby zębów,
- bardzo dużą zwartość konstrukcji (przez $\cos^3 \beta$ — wzór 11.67).

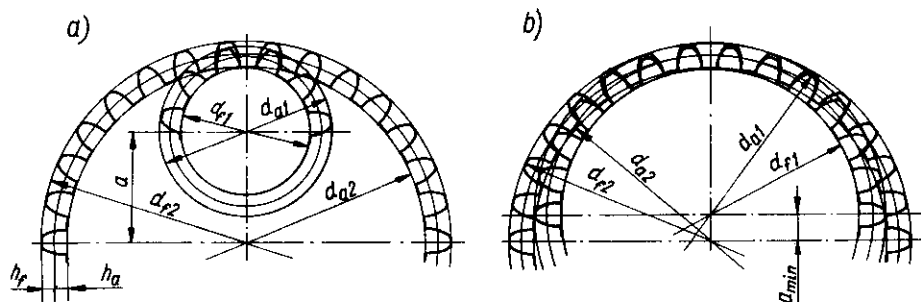
Podstawową wadą przekładni z kołami o uzębieniu skośnym jednokierunkowym jest występowanie siły osiowej F_w (rys. 11.20). Siła ta powoduje obciążenie łożysk dodatkową siłą wzdłużną. W przekładniach z kołami jednoskośnymi stosuje się kąt $\beta \leq 20^\circ$. Przy wartości kąta $\beta \leq 9^\circ$ można stosować łożyska toczne poprzeczne, które mogą przenosić pewne obciążenie wzdłużne, gdy zaś kąt $\beta > 9^\circ$, należy stosować łożyska skośne lub jednocześnie łożyska poprzeczne oraz wzdłużne.

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).

11.9. Inne przekładnie z kołami walcowymi

Przekładnie walcowe o zazębieniu wewnętrznym. Przekładnia o zazębieniu wewnętrznym składa się z zębnika o uzębieniu zewnętrznym oraz z koła o uzębieniu wewnętrznym (rys. 11.21). W celu zapewnienia prawidłowej pracy przekładni zęby w kole o uzębieniu wewnętrznym mają zarys wklęsły. Podczas współpracy — zębów o zarysie wklęsłym z zębami wypukłymi w zębniku — występuje przyleganie zębów na większej powierzchni, a tym samym naciski powierzchniowe oraz zużycie zębów są mniejsze niż w przekładniach o zazębieniu zewnętrznym.



Rys. 11.21. Przekładnia walcowa o zazębieniu wewnętrznym: a) wymiary uzębienia, b) zakleszczanie zębów [4]

W przekładniach o zazębieniu wewnętrznym istnieje niebezpieczeństwo, że przy zbyt małej różnicy wymiarów obu kół wystąpi zakleszczenie się zębów, co uniemożliwi pracę przekładni. Z tego powodu wprowadza się pewne ograniczenia. W kole o uzębieniu wewnętrznym jako minimalną liczbę zębów przyjmuje się $z_{min} \geq 33$ (przy $\alpha_0 = 20^\circ$); różnicę liczby zębów określa zależność

$$(z_2 - z_1)_{min} \geq 10, \quad \text{stąd} \quad a_{min} \geq 5m. \quad (11.75)$$

W tym przypadku przekładnia może być montowana tylko poosiowo, tzn. zębnik jest wsuwany w głąb koła wzdłuż swojej osi. W przekładniach, w których konieczny jest montaż w kierunku promieniowym (np. w przekładniach skośnych), warunek ten przybiera postać

$$(z_2 - z_1)_{min} \geq 15, \quad \text{stąd} \quad a_{min} \geq 8m \quad (11.76)$$

W przekładniach o zazębieniu wewnętrznym wysokości zębów normalnych są takie same, jak dla przekładni o zazębieniu zewnętrznym: $h_a = m$, $h_f = 1,25m$, $h = 2,25m$.

Dla obliczenia średnic koła o uzębieniu wewnętrznym stosuje się następujące wzory:

- średnica podziałowa: $d = m \cdot z$ (11.77)

- średnica wierzchołków: $d_a = d - 2h_a = m(z - 2)$ (11.78)

- średnica podstaw: $d_f = d + 2h_f = m(z + 2,5)$ (11.79)

Odległość osi wynosi

$$a \approx 0,5(d_2 - d_1) = 0,5m(z_2 - z_1) \quad (11.80)$$

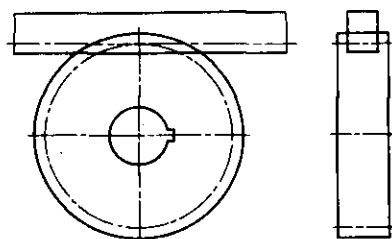
Uzębienie wewnętrzne jest wykonywane metodą obwiedniową (Fellowsa). W kołach o większych średnicach ($d_2 > 200$ mm) i niewielkiej szerokości uzębienia wykonuje się też uzębienia skośne.

W przekładniach o zazębieniu wewnętrznym stosuje się również przesunięcie zarysu — wg uprzednio poznanych zasad i wzorów. Stosując przesunięcie zarysu $X-X$, przy którym odległość osi nie ulega zmianie, średnice wierzchołków i podstaw obu kół są zwiększane (inaczej niż w dotychczas omawianych przekładniach), ponieważ stosując w zębniku przesunięcie dodatnie ($+X$) należy cofnąć o taki sam odcinek zarys uzębienia wewnętrznego, a tym samym zwiększyć średnice d_a i d_f .

Przekładnie o zazębieniu wewnętrznym znajdują zastosowanie głównie w przekładniach planetarnych (p. 11.14) oraz w napędach ruchu obrotowego żurawi obrotowych.

Przekładnie zębatkowe. Przekładnią zębatkową nazywa się przekładnię, w której jednym z elementów jest zębatka (rys. 11.22). Przekładnie zębatkowe są stosowane w celu zamiany ruchu obrotowego na posuwowy. Takie samo zadanie spełniają mechanizmy śrubowe, omówione w rozdz. 6. Zasadnicza różnica między mechanizmami śrubowymi i przekładniami zębatkowymi polega na tym, że w mechanizmie śrubowym przy jednym obrocie śruby nakrętka przesuwa się o wielkość skoku, natomiast przy jednym obrocie koła zębatego współpracującego z zębatką uzyskuje się przesunięcie o wiele większe, równe obwodowi koła podziałowego. Ponadto przekładnie zębatkowe charakteryzują się znacznie większą sprawnością niż mechanizmy śrubowe.

Wymienione względy decydują o wykorzystaniu przekładni zębatkowych m.in. do napędu ruchu posuwowego w obrabiarkach (np. wrzeciona wiertarki) lub ruchu roboczego (np. stołu strugarki wzdłużnej).



Rys. 11.22. Przekładnia zębatkowa

Wymiary przekładni zębatkowych oblicza się wg zasad podanych dla przekładni z uzębieniem zewnętrznym, przy czym podstawą do określenia wymiarów uzębienia zębatki jest zarys odniesienia.

Ze względu na trapezowy kształt zębów zębatki są one bardziej wytrzymałe i dlatego obliczenia wytrzymałościowe wykonuje się tylko dla zębika (przy jednakowym materiale obu elementów).

11.10. Konstrukcja kół zębatach walcowych

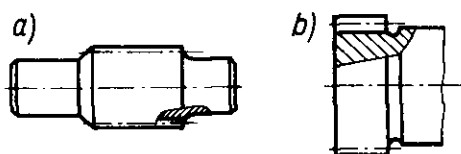
Konstrukcja kół zębatach zależy od wielu czynników, wśród których do podstawowych zalicza się: rodzaj zastosowanych materiałów, wielkość kół i technologii ich wykonania.

Materiały kół są dobierane podczas wykonywania obliczeń wytrzymałościowych lub — w przypadku gdy obciążenie przekładni jest niewielkie — w wyniku uwzględnienia innych czynników konstrukcyjno-technologicznych. Do najczęściej stosowanych materiałów należą: stal, żeliwo, staliwo i tworzywa sztuczne. Wybór materiału decyduje wstępnie o technologii wykonania koła.

Koła żeliwne i staliwne są lane, koła stalowe mogą być wstępnie kute, obrabiane wyłącznie przez skrawanie itp., natomiast koła z tworzyw sztucznych są najczęściej prasowane lub odlewane pod ciśnieniem w specjalnych formach. Niektóre materiały stosowane na koła zębatach są podane w tabl. 11.8.

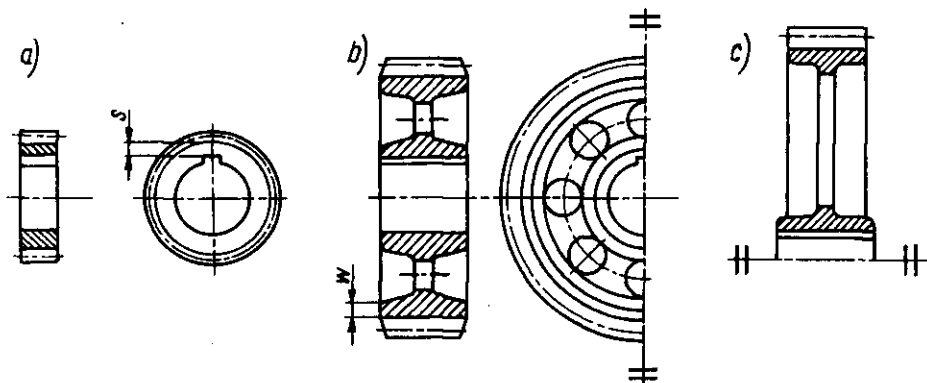
Znając rodzaj materiału oraz wymiary gabarytowe koła, ustalone w wyniku obliczeń, można przystąpić do projektowania **kształtów koła zębatego**.

Koła o niewielkich wymiarach mogą stanowić jednolitą całość z wałem i wówczas konstrukcja elementu powinna zapewniać możliwość wykonania uzębienia (rys. 11.23) lub też mogą to być koła pełne osadzone na wale (rys. 11.24a). Stosując koła pełne należy zwrócić uwagę, aby minimalna odległość między średnicą podstaw (dnem wrębu) a dnem rowka na wpust wynosiła: dla stali $s \geq 0,6p$ i dla żeliwa $s \geq 0,8p$ (gdzie p — podziałka uzębienia).



Rys. 11.23. Koła zębata nacinane bezpośrednio na wale [16]

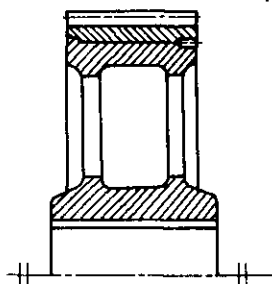
Koła tarczowe (rys. 11.24b) wykonuje się dla średnic do 500 mm. Wybrania w korpusie wraz z otworami mają na celu zmniejszenie ciężaru koła. Koła stalowe mogą być całkowicie obrobione lub wstępnie odkute. Zaleca się stosowanie odkuwek, co umożliwia uzyskanie lepszych własności



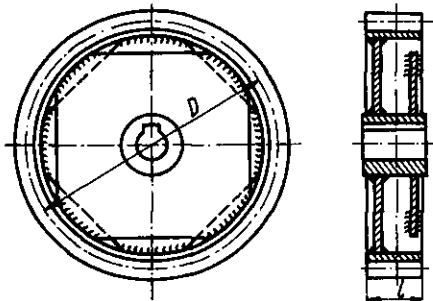
Rys. 11.24. Koła zębate jednolite: a) pełne, b) tarczowe z wybraniami, c) odlewane [16]

wytrzymałościowych oraz znaczne oszczędności materiałowe. Koła tego typu mogą być również odlewane.

Koła o średnicach dochodzących do 1000 mm wykonuje się jako odlewane z ramionami (rys. 11.24c) lub jako koła tarczowe z wieńcem uzębionym, osadzonym skurczowo (rys. 11.25). Wykonuje się też koła spawane o różnych odmianach konstrukcji korpusu. Jedno z rozwiązań pokazano na rys. 11.26.



Rys. 11.25. Koło z wieńcem uzębionym nasadzonym



Rys. 11.26. Koło zębate spawane [16]

Kształty wybrań w kołach tarczowych odkuwanych i odlewanych projektuje się z uwzględnieniem wymagań technologicznych dla danego rodzaju obróbki.

Grubość wieńca (wymiar W na rys. 11.24b) przyjmuje się w granicach $W = (1,5 \div 2)m$. W kołach odlewanych z ramionami (rys. 11.24c) stosuje się również inne kształty przekroju ramion. Liczbę ramion przyjmuje się orientacyjnie według zależności

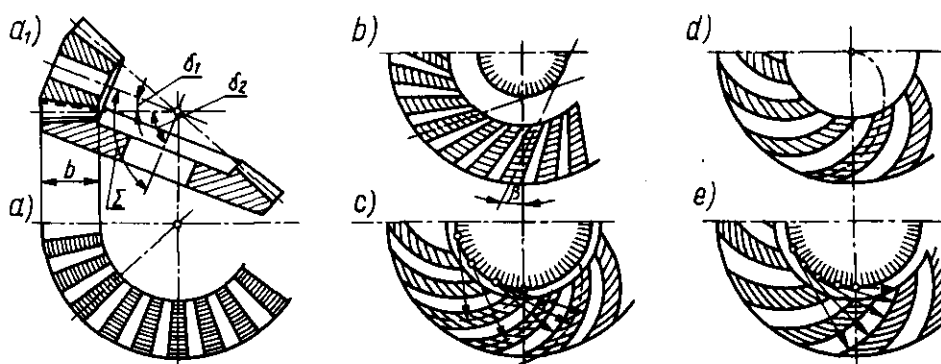
$$i \approx \frac{1}{7} \sqrt{d} \quad (11.81)$$

Przekroje ramion można obliczać z warunku wytrzymałościowego na zginanie, zakładając że tylko 1/3 lub 1/4 wszystkich ramion przenosi moment zginający.

Większość wymiarów korpusów kół zębatach przyjmuje się wg praktycznych ustaleń dla poszczególnych rodzajów kół. Ich omówienie przekracza ramy tego podręcznika, dlatego podczas projektowania kształtów kół zębatach zaleca się korzystanie z odpowiedniej literatury technicznej.

11.11 Przekładnie kątowe z kołami stożkowymi

Rodzaje kół i przekładni stożkowych. Przekładnie kątowe są to przekładnie, w których osie kół zębatach przecinają się. Przekładnię kątową składającą się z dwóch kół stożkowych (rys. 11. 3f, g, h) nazywa się przekładnią stożkową. Kąt między osiami współpracujących kół przekładni jest sumą kątów stożków podziałowych: $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ (rys. 11. 27). Najczęściej są stosowane przekładnie, w których kąt Σ jest kątem prostym.



Rys. 11.27. Rodzaje zębów w kołach stożkowych: a) proste, b) skośne, c) kołowe, d, e) krzywoliniowe, (d — spiralne, e — ewolwentowe) [4]

W kołach stożkowych zęby są nacinane na stożku ściętym. Zarys zęba jest w każdym przekroju ewolwentowy, natomiast wymiary poprzeczne zęba zmniejszają się ku wierzchołkowi stożka.

W zależności od kształtu linii zęba rozróżnia się koła zębate stożkowe o zębach prostych (rys. 11.27a), skośnych (rys. 11.27b), kołowych (rys. 11.27c) i krzywoliniowych.

Przykładami zębów krzywoliniowych są zęby spiralne (rys. 11.27d) i ewolwentowe (rys. 11.27e), w których linia zęba jest spiralą (d) lub ewolwentą (e). Ze względu na zmienność wymiarów zębów w przekrojach prostopadłych do linii zęba, wykonywanie uzębień kół stożkowych wymaga stosowania specjalnych obrabiarek.

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 (dawniej zwane zębatką pierścieniową),
- prostą, z kołami stożkowymi o zębach prostych,
- o zębach skośnych, z kołami stożkowymi skośnymi,
- palloidalną, z kołami stożkowymi o ewolwentowej linii zębów, itd.

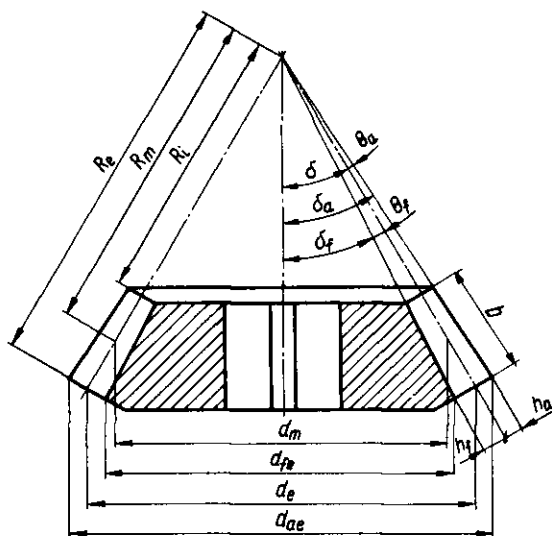
W porównaniu z przekładniami walcowymi przekładnie stożkowe wykazują następujące wady:

- 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 ($i_{max} \leq 5$).

Obliczanie kół stożkowych o zębach prostych. Podobnie jak w kołach walcowych, współpracę dwóch kół stożkowych można sobie wyobrazić jako toczenie się po sobie bez poślizgu dwóch gładkich stożków. W przekładniach stożkowych bez przesunięcia zarysu będą to stożki podziałowe, a w przekładniach z przesunięciem zarysu — stożki toczone.

Wymiary kół stożkowych określa się w płaszczyznach odpowiadających średnicom: zewnętrznej, średniej i wewnętrznej. W obliczeniach wymiarów przyjmuje się wymiary odniesione do średnicy zewnętrznej, a w obliczeniach wytrzymałościowych — do średnicy średniej. Na rysunku 11.28 podano podstawowe wymiary koła stożkowego o zębach prostych.



Rys. 11.28. Wymiary koła zębatego stożkowego prostego

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 .

Wartości modułów obwodowych zewnętrznych przyjmuje się wg PN-78/M-88502 (tabl. 11.2).

Dla przekładni stożkowej, w której kąt osi przekładni wynosi $\Sigma = 90^\circ$, wartość przełożenia można wyliczyć również z zależności

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (11.82)$$

Podczas obliczania wymiarów kół stożkowych należy zwrócić uwagę na to, że średnice są mierzone prostopadłe do osi koła, natomiast wysokości zębów — prostopadłe do tworzącej stożka podziałowego. Określając wymiary koła stożkowego odniesione do średnicy zewnętrznej dodaje się do odpowiednich symboli indeks e .

Podstawowe wymiary wyznacza się z następujących wzorów:

- średnica podziałowa: $d_e = m \cdot z$ (11.83)

- wysokość głowy zęba: $h_{ae} = m$ (11.84)

- wysokość stopy zęba: $h_{fe} = 1,25 m$ (11.85)

- średnica wierzchołków: $d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cdot \cos \delta = m(z + 2 \cos \delta)$ (11.86)

- średnica podstaw: $d_{fe} = d_e - 2,5h_{fe} \cdot \cos \delta = m(z - 2,5 \cos \delta)$ (11.87)

- długość tworzącej stożka podziałowego:

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta} \quad (11.88)$$

- szerokość b uzębienia przyjmuje się najczęściej

$$b = (0,25 \div 0,33) R_e \quad (11.89)$$

- tangens kąta głowy zęba: $\operatorname{tg} \Theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e} = \frac{2 \sin \delta}{z}$ (11.90)

- tangens kąta stopy zęba: $\operatorname{tg} \Theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e} = \frac{2,5 \sin \delta}{z}$ (11.91)

- kąt stożka wierzchołków: $\delta_a = \delta + \Theta_a$ (11.92)

- kąt stożka podstaw: $\delta_f = \delta - \Theta_f$ (11.93)

PRZYKŁAD 11.10. Obliczyć wymiary koła stożkowego o liczbie zębów $z = 26$, module $m = 5$ mm i kącie stożka podziałowego $\delta = 35^\circ$.

Rozwiązanie

średnica podziałowa $d_e = m \cdot z = 5 \cdot 26 = 130$ mm

średnica wierzchołków $d_{ae} = m(z + 2 \cos \delta) = 5(26 + 2 \cdot 0,8192) \approx 138,19$ mm $\approx 138,2$ mm

średnica podstaw $d_{fe} = m(z - 2,5 \cos \delta) = 5(26 - 2,5 \cdot 0,8192) \approx 119,76$ mm $\approx 119,8$ mm

Kąt głowy zęba

$$\operatorname{tg} \Theta_a = \frac{2 \sin \delta}{z} = \frac{2 \cdot 0,5736}{26} = 0,0441, \text{ stąd } \Theta_a \approx 2^\circ 31'$$

kąt stopy zęba

$$\operatorname{tg} \Theta_f = \frac{2,5 \sin \delta}{z} = \frac{2,5 \cdot 0,5736}{26} = 0,05515, \text{ stąd } \Theta_f \approx 3^\circ 9'$$

kąt stożka wierzchołków

$$\delta_a = \delta + \Theta_a = 35^\circ + 2^\circ 31' = 37^\circ 31'$$

kąt stożka podstaw

$$\delta_f = \delta - \Theta_f = 35^\circ - 3^\circ 9' = 31^\circ 51'$$

długość tworzącej stożka podziałowego

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta} = \frac{130}{2 \cdot 0,5736} \approx 113,32 \text{ mm} \approx 113,3 \text{ mm}$$

szerokość uzębienia można przyjąć w zakresie

$$b = (0,25 \div 0,33) R_e = (0,25 \div 0,33) \cdot 113,3 = 28,3 \div 37,4 \text{ mm}$$

Obliczenia kół stożkowych związane z poprawianiem zarysu, a także z wytrzymałością zębów wykonuje się podobnie jak w kołach walcowych. Ze względu na to, że zęby są nacięte na stożku, analizę ich zazębienia prowadzi się na zastępczych kołach walcowych. Podobnie jak w kołach walcowych o zębach skośnych, wprowadza się następujące zależności:
średnica podziałowa koła zastępczego

$$d_{ez} = \frac{d_e}{\cos \delta} = \frac{m \cdot z}{\cos \delta} \quad (11.94)$$

zastępcza liczba zębów koła stożkowego

$$z_z = \frac{d_{ez}}{m} = \frac{z}{\cos \delta} \quad (11.95)$$

graniczna liczba zębów dla koła stożkowego

$$z_{gs} = z_g \cdot \cos \delta \quad (11.96)$$

gdzie z_g — graniczna liczba zębów dla koła walcowego o tym samym kącie przyproru.

Dla przekładni stożkowej o osiach przecinających się pod kątem $\Sigma = 90^\circ$ można również określić przełożenie zastępcze, tj. przełożenie przekładni złożonej z zastępczych kół walcowych

$$i_z = \frac{d_{ez2}}{d_{ez1}} = i \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = i \cdot \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = i \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = i^2 \quad (11.97)$$

Dla kół stożkowych o zębach prostych przesunięcie zarysu oblicza się wg wzorów podanych dla kół walcowych. Przesunięcie zarysu w celu uniknięcia podcięcia zęba stosuje się w przypadku, gdy $z < z_{gs}$, przy czym z_{gs} oblicza się wg wzoru 11.96. W przekładniach stożkowych stosuje się także dość często przesunięcie typu $X-X$ w celu poprawienia warunków pracy przekładni. Należy zwrócić uwagę, że wartość przesunięcia $X = x \cdot m$ odkłada się na wysokości zęba i na tej podstawie oblicza się następnie zewnętrzne średnice wierzchołków i podstaw.

Do obliczenia wytrzymałości uzębień kół stożkowych z warunku na zginanie stosuje się wzór

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{obl} \cdot q \cdot \cos \delta}{\lambda \cdot z \cdot k_{\theta j}}} \quad (11.98)$$

w którym: m_m — moduł średni, obliczany na średniej średnicy podziałowej.

Do wzoru podstawia się wartość q przyjętą dla zastępczej liczby zębów z_z . Wartość λ zakłada się wstępnie w granicach $5 \div 10$ (wg zależności $b = \lambda \cdot m_m$), a po ustaleniu wymiarów koła wykonuje się w razie potrzeby (gdy λ różni się od założonej wartości) obliczenia sprawdzające.

Na podstawie wartości modułu średniego m_m oblicza się moduł normalny (zewnątrzny)

$$m = m_m \cdot \frac{d_e}{d_m} = m_m \cdot \frac{z + \lambda \cdot \sin \delta}{z} \quad (11.99)$$

Po przyjęciu najbliższej większej wartości modułu (zgodnie z podanymi w tabl. 11.2) wyznacza się wymiary koła stożkowego wg wzorów 11.83 ÷ 11.93.

Wytrzymałość uzębień kół stożkowych prostych na naciski powierzchniowe oblicza się wg wzoru

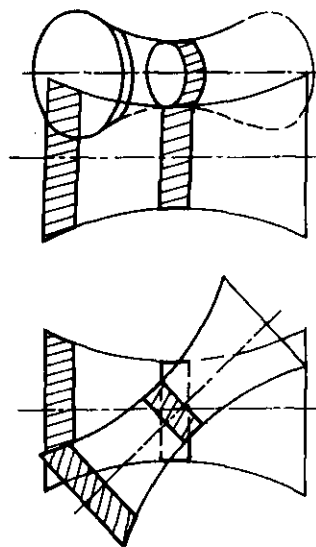
$$p_{max} = C \sqrt{\frac{F_{obl} \cdot \cos \delta}{b \cdot d_m} \cdot \left(1 + \frac{1}{i^2}\right)} \leq k_o \quad (11.100)$$

We wzorze 11.100 wartość F_{obl} podaje się dla średniej średnicy podziałowej d_m oraz uwzględnia się zastępcze przełożenie wprowadzając wartość i^2 .

11.12. Przekładnie zębate śrubowe (o osiach wichrowatych)

Przekładniami wichrowatymi nazywa się przekładnie, w których osie kół nie leżą w jednej płaszczyźnie. Jedną z odmian przekładni wichrowatych stanowi **przekładnia hiperboloidalna** (rys. 11.29). Zapewnia ona liniowy styk powierzchni toczonej oraz stałość przełożenia. Wykonanie kół przekładni hiperboloidalnej jest bardzo trudne, dlatego w praktyce stosuje się przekładnie śrubowe walcowe (rys. 11.3i) lub stożkowe.

W przekładniach śrubowych z kołami walcowymi kąty pochylenia linii zęba β_1 i β_2 mogą przybierać dowolne wartości z tym, że konieczne jest spełnienie warunku, aby żądany kąt między osiami kół był równy sumie kątów pochylenia linii zębów, czyli $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$. Wynika stąd, że w przekładni śrubowej koła współpracujące mogą mieć zęby nacięte jednokierunkowo (np. lewe); gdy $\beta_1 \neq \beta_2$, jedno z kół może mieć zęby lewe, a drugie — prawe. Jeżeli kąt skrzyżowania osi $\Sigma = 0$, otrzymuje się omówioną już przekładnię walcową skośną o osiach równoległych.



Rys. 11.29. Schematy przekładni hiperboloidalnej [6]

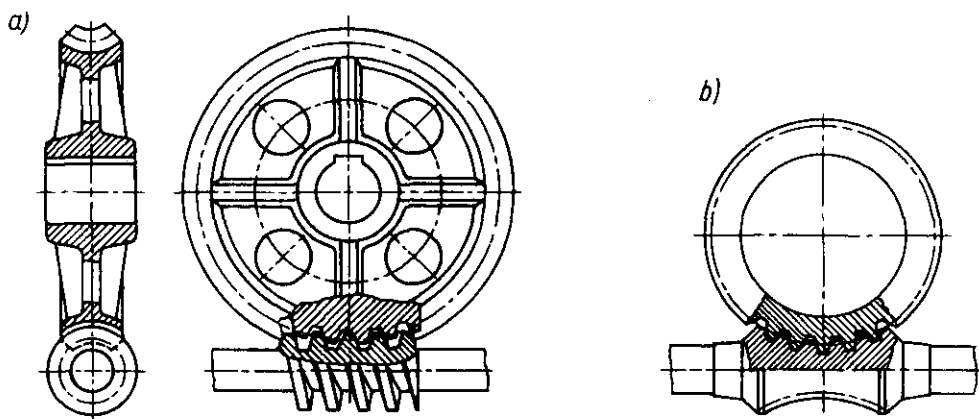
Przekładnie śrubowe charakteryzują się tym, że powierzchnie boczne współpracujących zębów stykają się punktowo, a nie liniowo, oraz dużymi poślizgami wzdłuż zębów. Cechy te powodują, że przekładnie śrubowe ulegają szybkiemu zużyciu, mają gorszą sprawność od przekładni ślimakowych oraz są zdolne do przenoszenia 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, np. w napędach liczników itp.

11.13. Przekładnie ślimakowe

Wiadomości ogólne. Przekładnie ślimakowe są szczególną odmianą przekładni śrubowej o osiach wichrowatych, w której kąt skrzyżowania osi wynosi $\Sigma = 90^\circ$. Rozróżnia się przekładnie ślimakowe walcowe (rys. 11.30a) i globoidalne (rys. 11.30b).

Przekładnia ślimakowa składa się ze ślimaka i ślimacznicy, przy czym



Rys. 11.30 Przekładnie ślimakowe: a) walcowa, b) globoidalna [16]

kołem czynnym jest najczęściej ślimak. Ślimak jest to koło zębate o bardzo małej liczbie zębów śrubowych, które tworzą ciągły zwoj gwintowy. Liczba zwojów ślimaka odpowiada liczbie jego zębów. Ogólnie powstawanie ślimaka można sobie wyobrazić w ten sposób, że w kole walcowym skośnym o dość dużej szerokości zmniejsza się średnicę koła, zwiększając jednocześnie znacznie kąt pochylenia linii zęba, wskutek czego ząb będzie nawinięty na walcu wzdłuż linii śrubowej.

Ślimacznica jest to koło zębate o uzębieniu wklęsłym, współpracujące ze ślimakiem. Określa się, że zęby ślimacznicy „obejmują” ślimak na części jego obwodu. Zarys zębów ślimacznicy jest ewolwentowy. Są one nacinane pod kątem równym kątowi pochylenia linii zębów ślimaka.

W przekładni ślimakowej walcowej zęby ślimaka są nacięte na walcu, natomiast w przekładni globoidalnej — na wklęsłej powierzchni obrotowej, której promień podziałowy odpowiada promieniowi podziałowemu współpracującej ślimacznicy.

W porównaniu z walcowymi przekładniami śrubowymi przekładnie ślimakowe wykazują wiele zalet. Przede wszystkim styk współpracujących zębów jest liniowy — a nie punktowy — wskutek czego zęby elementów przekładni ślimakowych są mniej narażone na zużycie. Większa odporność zębów na zużycie oraz jednoczesna współpraca kilku zębów powodują, że przekładnie ślimakowe mogą przenosić duże obciążenia. Ponadto przekładnie ślimakowe są cichobieżne, co wynika m.in. z płynnego zazębiania się zębów ślimaka i ślimacznicy.

Liczba zębów ślimaka wynosi najczęściej $z_1 = 1 \div 4$; w wyjątkowych przypadkach — do $z_1 = 7$. Niewielka liczba zębów ślimaka umożliwia stosowanie na jednym stopniu znacznie większych przełożeń niż w innych przekładniach zębatych.

Przy niewielkich kątach wzniosu linii zwoju ślimaka przekładnie ślimako-

we są samohamowne. W zależności od przeznaczenia przekładni cecha ta może być traktowana jako zaleta lub wada.

Do wad przekładni ślimakowych zalicza się niedużą ich sprawność, trudność uzyskania dużej dokładności wykonania oraz konieczność bardzo dokładnego montażu przekładni w celu uzyskania prawidłowego zazębienia.

Przekładnie ślimakowe **walcowe** (rys. 11.30a) są stosowane jako przekładnie napędowe i przekładnie podziału. W przekładniach napędowych urządzeń dźwigowych (np. w mechanizmie podnoszenia) stosuje się przekładnie ślimakowe samohamowne, odgrywające również rolę dodatkowego zabezpieczenia przed samoczynnym opadaniem ciężaru. W przekładniach napędów maszynowych jest wymagana możliwie wysoka sprawność, zaleca się więc stosowanie przekładni ślimakowych o większej liczbie zwojów ślimaka, których sprawność jest większa.

Przekładnie podziału stosuje się w urządzeniach, które na ogół nie przenoszą mocy (np. podzielnice) i wówczas o konstrukcji przekładni ślimakowej decydują wymagania dotyczące wartości przełożenia i dokładności podziału.

Przekładnie **globoidalne** (rys. 11.30b) umożliwiają przeniesienie większych obciążeń niż przekładnie ślimakowe walcowe, gdyż w przekładni globoidalnej współpracuje jednocześnie więcej zębów. Mimo to nie są one szerzej stosowane, głównie z powodu trudności wykonawczych i montażowych, wywołanych m.in. tym, że kąt pochylenia linii zębów ślimaka globoidalnego jest zmienny.

Zarysy zwojów ślimaka. Na rysunku 11.31a,b podano najczęściej stosowane rodzaje ślimaków walcowych: spiralny i ewolwentowy. Jak wynika z rysunku, kształt zarysu zębów ślimaka rozpatruje się:

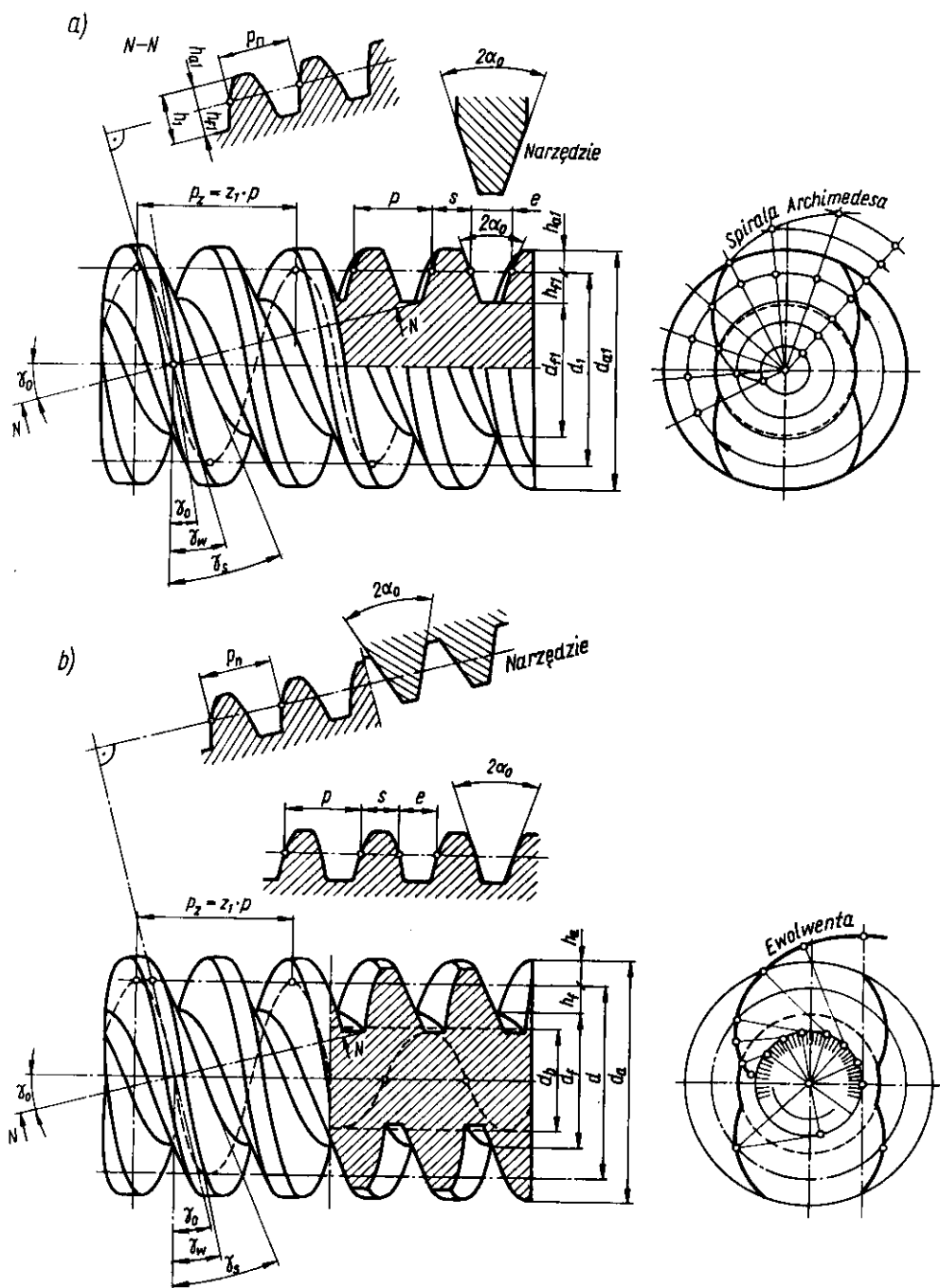
- w przekroju normalnym $N - N$ do linii zęba, w którym określa się zarys współpracy z zębami ślimacznicy; w obu przypadkach jest to zarys wypukły;
- w przekroju osiowym $A - A$; w ślimaku spiralnym jest to zarys trapezowy, w ewolwentowym zaś — wypukły;
- w płaszczyźnie czołowej (na rysunku rzut boczny), w której określa się przebieg zwoju ślimaka i na tej podstawie przyjmuje się nazwę ślimaka.

Odmiana uzębienia zależy od sposobu przyłożenia narzędzia (o zarysie trapezowym) do obrabianego ślimaka i od metody obróbki. Najczęściej stosuje się ślimaki ewolwentowe, które mogą przenosić 2 ÷ 3-krotnie większą moc niż ślimaki spiralne.

Parametry przekładni ślimakowych walcowych. Do podstawowych parametrów przekładni ślimakowych zalicza się przełożenie, liczby zębów ślimaka i ślimacznicy oraz sprawność przekładni. Równie istotna jest informacja, czy przekładnia jest samohamowna.

Przełożenie przekładni ślimakowej określa się z zależności

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (11.101)$$



Rys. 11.31. Rodzaje ślimaków: a) spiralny, b) ewolwentowy [16]

(należy przy tym zwrócić uwagę, że przełożenia tego nie można wyrazić w postaci stosunku średnic ślimacznicy i ślimaka).

Najczęściej stosuje się przełożenia w granicach $i = 7 \div 100$, a w przekładniach podziału (nie przenoszących mocy) nawet do $i = 500$. Przełożenia $i < 7$ nie stosuje się ze względu na duże trudności wykonawcze elementów przekładni.

W przekładniach napędowych (o $z_1 > 1$) zaleca się taki dobór przełożeń, aby zęby ślimaka nie trafiały zawsze w te same wręby ślimacznicy, czyli aby liczby zębów z_1 i z_2 były liczbami wzajemnie niepodzielnymi. Liczba zębów ślimacznicy (przy $\alpha_0 = 20^\circ$) nie powinna być mniejsza niż 30, głównie ze względu na podcinanie zębów.

Jak już wiadomo, liczba zębów ślimaka wynosi najczęściej $z_1 = 1 \div 4$, przy czym $z_1 = 1$ stosuje się głównie w przekładniach podziału oraz w przekładniach napędowych samohamownych.

Przekładnię ślimakową określa się jako samohamowną, gdy kąt wzniosu linii zwoju ślimaka γ jest mniejszy od kąta tarcia ρ . Przy przeciętnych wartościach współczynnika tarcia przyjmuje się kąt tarcia $\rho \approx 5^\circ$, zatem przekładnia ślimakowa jest samohamowna, gdy kąt wzniosu linii zwoju $\gamma < 5^\circ$. Ze wzrostem prędkości ruchu przekładni zmniejsza się współczynnik tarcia międzyzębnego (a tym samym także kąt tarcia ρ), dlatego np. we wciągarkach suwnic — gdzie ze względu na bezpieczeństwo pracy zapewnienie samohamowności jest szczególnie ważne — przyjmuje się jako graniczną wartość $\gamma \leq 2^\circ 30'$.

Sprawność przekładni ślimakowej zależy (podobnie jak sprawność gwintu) od kąta pochylenia linii zębów ślimaka γ oraz od współczynnika tarcia μ i jest określana tą samą zależnością

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad (11.102)$$

W przeciętnych warunkach pracy ($\mu \approx 0,1$) sprawność przekładni ślimakowej nie przekracza $\eta = 0,82$, przy czym dla przekładni samohamownych $\eta < 0,5$.

Obliczanie ślimaków i ślimacznicy. Parametrami określającymi uzębienie ślimaka są: moduł osiowy m_x i wskaźnik średnicowy q .

Wymiary ślimaka oblicza się w przekroju osiowym, a wymiary ślimacznicy — w jej przekroju czołowym.

W celu ujednolicenia wymiarów ślimaków wprowadzono pojęcie wskaźnika średnicowego q , który jest równy stosunkowi średnicy podziałowej d_1 ślimaka do modułu osiowego m_x

$$q = \frac{d_1}{m_x} \quad (11.103)$$

Wartości modułu osiowego m_x oraz wskaźnika średnicowego q są ujęte w normie PN-93/M-88527. Wyjątek z tej normy zawiera tabl. 11.11.

Moduły osiowe i wskaźniki średnicowe dla przekładni ślimakowych walcowych
(wyjątek z PN-93/M-88527)

Moduł m_x (mm)			Wskaźnik średnicowy q		Zezwala się stosować	
			szereg 1	szereg 2	m_x mm	q
1,0	3,15	10,0	8,0	7,1	1,5	7,0
1,25	4,0	12,5	10,0	9,0	3,0	7,5
1,6	5,0	16,0	12,5	11,2	3,5	11,0
2,0	6,3	20,0	16,0	14,0	6,0	12,0
2,5	8,0	25,0	20,0	18,0	7,0	22,0
			25,0	22,4	12,0	

Uwagi: 1) w normie ujęto również wartości modułów m_x w zakresie $0,1 \div 0,8$;
 2) wartości wskaźnika średnicowego q z szeregu 2 oraz $q = 25,0$ są niezalecane,
 3) norma nie dotyczy przekładni ślimakowych do podzielnic i przekładni ślimakowych specjalnych,
 4) norma zezwala na stosowanie m_x i q o wartościach podanych w ostatniej kolumnie.

Normalizacja wskaźnika średnicowego umożliwia zmniejszenie liczby frezów ślimakowych potrzebnych do frezowania ślimacznicy. W doborze wskaźnika średnicowego należy kierować się jednocześnie wymaganą sztywnością ślimaka oraz sprawnością przekładni. Większy wskaźnik średnicowy umożliwia polepszenie warunków pracy przekładni dzięki większej sztywności ślimaka, ale ze względu na mniejszy kąt wzniosu linii zwoju ślimaka γ powoduje pogorszenie sprawności i odwrotnie — im mniejszy wskaźnik średnicowy q , tym mniejsza sztywność ślimaka, ale lepsza sprawność przekładni.

Na podstawie modułu osiowego m_x i wskaźnika średnicowego q oblicza się pozostałe wymiary ślimaka walcowego z następujących wzorów:

Kąt wzniosu linii zwoju ślimaka

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{p \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{\pi \cdot m_x \cdot z_1}{\pi \cdot m_x \cdot q} = \frac{z_1}{q} \quad (11.104)$$

gdzie:

p_z — skok zwoju,

p — podziałka osiowa ślimaka (dla $z_1 = 1$ podziałka osiowa jest równa skokowi zwoju),

z_1 — liczba zębów (zwojów) ślimaka,

skok zwoju

$$p_z = p \cdot z_1 = \pi \cdot m_x \cdot z_1 \quad (11.105)$$

podziałka osiowa

$$p = \pi \cdot m_x \quad (11.106)$$

wysokość głowy zęba (zwoju)

$$h_{a1} = m_x \quad (11.107)$$

wysokość stopy zęba (zwoju)

$$h_{f1} = 1,25 m_x \quad (11.108)$$

wysokość zęba (zwoju)

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2,25 m_x \quad (11.109)$$

średnica podziałowa

$$d_1 = q \cdot m_x \quad (11.110)$$

średnica wierzchołków

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_x(q + 2) \quad (11.111)$$

średnica podstaw

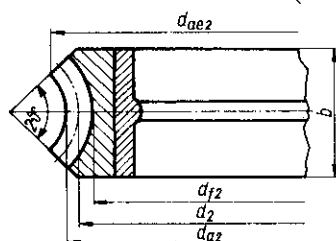
$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m_x(q - 2,5) \quad (11.112)$$

Wymiary ślimacznicy w przekroju czołowym (rys. 11.32) oblicza się podobnie jak dla kół walcowych:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 \quad (11.113)$$

$$d_{a2} = m_x(z_2 + 2) \quad (11.114)$$

$$d_{f2} = m_x(z_2 - 2,5) \quad (11.115)$$



Rys. 11.32. Wymiary ślimacznicy

Wysokości zębów ślimacznicy są takie same jak zębów (zwojów) ślimaka. Podziałka czołowa ślimacznicy jest równa podziałce osiowej ślimaka. Dokonując obliczeń wymiarów należy również określić największą średnicę ślimacznicy d_{ae2} , niezbędną ze względów wykonawczych.

Odległość osi kół wynosi

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_x(q + z_2) \quad (11.116)$$

Dla zaprojektowania przekładni ślimakowej należy również ustalić długość ślimaka i szerokość uzębienia ślimacznicy. W celu wykorzystania przestrzeni zazębienia długość ślimaka przyjmuje się orientacyjnie z zależności

$$L = 4p \quad (11.117)$$

Ustalając szerokość uzębienia ślimacznicy należy zwrócić uwagę na to, że zbyt wąskie uzębienie ogranicza obszar współpracy zębów, natomiast zbyt szerokie doprowadza do podcięcia zębów ślimacznicy. Najczęściej przyjmuje się

$$b = 2m_x\sqrt{q + 1} \quad (11.118)$$

Z szerokością wienca b jest związany kąt opasania 2θ ślimaka przez ślimacznice. Najczęściej przyjmuje się wartość kąta 2θ w granicach $60 \div 90^\circ$.

PRZYKŁAD 11.11. Obliczyć wymiary ślimaka dwuzwojowego ($z_1 = 2$) o module osiowym m_x 5 mm i wskaźniku średnicowym $q = 12,5$.

Rozwiązanie

Obliczamy wymiary wg wzorów 11.104 ÷ 11.112

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{12,5} = 0,160$$

$$\text{stad } \gamma \approx 9^\circ 5'$$

$$p_z = \pi \cdot m_x \cdot z_1 = 3,14 \cdot 5 \cdot 2 = 31,4 \text{ mm}$$

$$p = \pi \cdot m_x = 3,14 \cdot 5 = 15,7 \text{ mm}$$

$$h_{a1} = m_x = 5 \text{ mm}$$

$$h_{f1} = 1,25 m_x = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$$

$$h_1 = 2,25 m_x = 2,25 \cdot 5 = 11,25 \text{ mm}$$

$$d_1 = q \cdot m_x = 12,5 \cdot 5 = 62,5 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = m_x(q + 2) = 5(12,5 + 2) = 72,5 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = m_x(q - 2,5) = 5(12,5 - 2,5) = 50 \text{ mm}$$

Orientacyjna długość ślimaka wg wzoru 11.117

$$L = 4p = 4 \cdot 15,7 = 62,8 \text{ mm} \approx 63 \text{ mm}$$

Wytrzymałość uzębień przekładni ślimakowych pracujących przy małych prędkościach ($v < 2$ m/s) oblicza się z warunków na zginanie i na naciski powierzchniowe. Obliczenia wykonuje się dla zębów ślimacznicy, gdyż są one słabsze od zębów ślimaka. Przekładnie napędowe pracujące przy większych prędkościach oraz przekładnie o ciągłej pracy (tzn. pracujące w dłuższych cyklach, wynoszących 10 ÷ 30 min/h) najczęściej są obliczane na rozgrzewanie, ponieważ wskutek dużych sił tarcia występuje podwyższenie temperatury decydujące o zużyciu uzębienia.

W obliczeniach wytrzymałościowych przekładni ślimakowych w większym stopniu niż przy innych przekładniach należy uwzględniać możliwości zużycia zębów, wpływ doboru smarów, ugięcie wału ślimaka oraz wpływ innych czynników rzutujących na wytrzymałość zębów. Podstawowe metody obliczeń stosowane w innych przekładniach pozostają tu aktualne, ze względu jednak na bardziej skomplikowany dobór różnych współczynników nie będą one szczegółowiej omawiane w niniejszym podręczniku.

Materiały, konstrukcja i wykonanie przekładni ślimakowych. Materiały na ślimaki i wieńce uzębione ślimacznic dobiera się w zależności od zastosowania przekładni oraz warunków pracy uzębienia (tj. wielkości obciążenia, prędkości obwodowej itp.). Niezależnie od innych wymagań materiały te powinny mieć własności przeciwcierne.

W przekładniach mniej obciążonych ślimaki wykonuje się ze stali węglowych konstrukcyjnych do nawęglania, najczęściej jednak są one wykonywane z wysokogatunkowych stali do nawęglania lub ulepszania cieplnego. Ślima-

cznice mogą być wykonywane z żeliwa, ale ze względu na wymagane stosowanie materiałów o własnościach przeciwnych wykonuje się je często ze stali stopowych, z brązu i innych specjalnych stopów.

Ślimaki stanowią najczęściej całość z wałem, rzadziej są wykonywane jako oddzielne części nasadzane na wał. Ślimacznice są budowane podobnie jak koła walcowe. Gdy wymagane jest zastosowanie materiałów drogiej i deficytowych, wieńce uzębione ślimacznice wykonuje się jako osobne pierścienie nasadzone na żeliwny korpus koła.

Zwoje ślimaka mogą być toczone lub frezowane obwiedniowo, najczęściej frezem ślimakowym. Zależnie od wymagań dotyczących dokładności wykonania lub wynikających ze stosowania ślimaków hartowanych wykonuje się następnie szlifowanie zwojów, a przy bardzo dużej dokładności — również docieranie. Uzębienie ślimacznice wykonuje się w zasadzie metodami stosowanymi w obróbce kół walcowych o zębach skośnych. Różnica polega na tym, że uzębienie jest wykonywane na wklęsłym wieńcu. Podczas obróbki obwiedniowej stosuje się promieniowy lub styczny dosuw frezu. Ponadto należy podkreślić, że wymiary frezu ślimakowego są ściśle związane z wymiarami ślimaka — różnią się jedynie tym, że frez ma zęby większe o wartość luzów.

Do wykonania uzębienia ślimacznice stosuje się inne frezy ślimakowe niż do kół skośnych, różne są bowiem wartości modułów m_x . Jeśli nawet moduł m_x odpowiada modułowi m stosowanemu w przekładniach walcowych, to i tak konieczne są inne frezy, gdyż wartości podziałki i modułu w kołach skośnych są określone w przekroju normalnym do linii zęba, w ślimacznicach natomiast — w przekroju czołowym.

Przy konstruowaniu przekładni ślimakowych należy również uwzględnić odpowiednie łożyskowanie ślimaka i ślimacznicy oraz smarowanie i chłodzenie przekładni. W ślimakach występują duże siły poosiowe, dlatego do łożyskowania ślimaków stosuje się jednocześnie dwa łożyska toczne: poprzeczne i wzdłużne lub też łożysko skośne (stożkowe). Wały ślimacznice łożyskuje się podobnie jak wały kół walcowych o zębach skośnych.

Smarowanie przekładni zębatych, w tym ślimakowych, jest stosowane w celu zmniejszenia tarcia między współpracującymi zębami (a tym samym zapobiegania ich szybkiemu zużyciu) oraz w celu chłodzenia zębów. W przekładniach otwartych, w których koła są całkowicie odsłonięte, stosuje się okresowe nakładanie smaru stałego lub gęstopłynnego albo smarowanie ciągłe — z użyciem olejarek kroplowych. W przekładniach zamkniętych w szczelnym korpusie (np. w reduktorach) wybór rodzaju smarowania zależy od prędkości obwodowej. Najczęściej stosuje się smarowanie zanurzeniowe (przy $v \leq 12$ m/s), polegające na częściowym zanurzeniu koła w oleju, oraz smarowanie strumieniowe polegające na natrysku oleju w miejsce zazębienia się kół (przy $v > 12$ m/s) lub na wytwarzaniu mgły olejowej przez natrysk oleju na powierzchnię boczną kół (przy $v \geq 20$ m/s).

Ze względu na niską sprawność przekładni (zwłaszcza samohamownych) dużą część mocy jest tracona na przyrost ciepła, wskutek czego wzrasta

temperatura przekładni — w tym głównie ślimaka i korpusu. W celu zapewnienia dobrego odprowadzania ciepła stosuje się korpusy odpowiednio użebrowane, co umożliwia obniżenie temperatury korpusu o ok. 25°C. Ponadto przy smarowaniu obiegowym (np. strumieniowym) można stosować również chłodzenie smaru w zbiorniku przed ponownym wprowadzeniem go do obiegu.

11.14. Przekładnie obiegowe

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

Przekładnia obiegowa (rys. 11.33) składa się z kół centralnych (o osiach pokrywających się z główną osią przekładni): o użębieniu zewnętrznym C i o użębieniu 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. 11.33b), jarzmo J (rys. 11.33c) lub koło centralne W (rys. 11.33d).

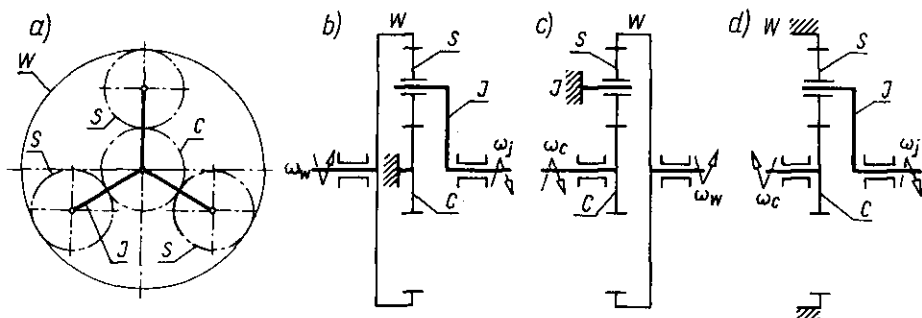
Należy zwrócić uwagę, że w przypadku unieruchomienia jarzma J (rys. 11.33c) przekładnia staje się przekładnią wielostopniową o szeregowym ustawieniu kół. Nie jest to przypadek stosowany w praktyce, lecz rozpatrywany jedynie w niektórych obliczeniach analitycznych.

W poszczególnych układach przełożenia oblicza się z zależności:

$$\text{a) rys. 11.33b} \quad i = \frac{\omega_w}{\omega_j} = 1 + \frac{z_c}{z_w} \quad (11.119)$$

$$\text{b) rys. 11.33c} \quad i = \frac{\omega_c}{\omega_w} = \frac{z_w}{z_c} \quad (11.120)$$

$$\text{c) rys. 11.33d} \quad i = \frac{\omega_c}{\omega_j} = 1 + \frac{z_w}{z_c} \quad (11.121)$$



Rys. 11.33. Podstawowe schematy przekładni planetarnych

Wartości uzyskiwanych przełożeń w podanych układach wynoszą:

a) $1,1 < i < 1,8$; b) $1,7 < i < 11$, a w przypadku c) odpowiednio większe, jak to wynika z wzoru 11.121.

Przekładnie planetarne umożliwiają przenoszenie znacznych mocy. Wynika to zarówno z podziału przenoszonego obciążenia na kilka satelitów, jak i z zazębienia wewnętrznego koła W z satelitami. Analiza podanych schematów wykazuje, że przy uwolnieniu nieruchomego elementu przekładni następuje rozprzęgnięcie przekładni i przenoszenie momentu nie jest wówczas możliwe. Jeżeli więc w każdym z układów zastosuje się mechanizm umożliwiający zwalnianie nieruchomego elementu, uzyska się bardzo łatwe wyłączanie przekładni planetarnej. Cecha ta jest wykorzystywana w przekładniach pojazdów samochodowych i szynowych.

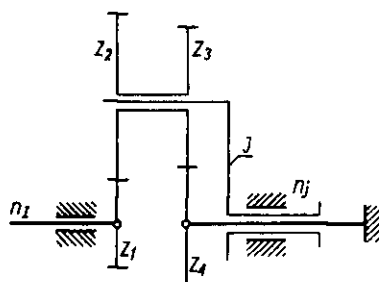
Przekładnie planetarne są również budowane jako przekładnie bezłożyskowe, w których przez zastosowanie np. układu o trzech satelitach można uwolnić koło centralne C z łożysk. Satelity utrzymują koło centralne w jego podstawowym położeniu, a zwiększenie swobody jego ruchu służy polepszeniu pracy przekładni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

Przekładnie tego typu wykonuje się do przenoszenia mocy od kilkudziesięciu do ok. 15 000 kW przy prędkościach obrotowych do 33 000 obr/min. Są one kilkakrotnie lżejsze od zwykłych przekładni o podobnych parametrach. Przekładnie bezłożyskowe stosuje się m.in. w zespołach turbinowych.

Na rysunku 11.34 pokazano inny układ przekładni planetarnej, umożliwiający uzyskanie bardzo dużych przełożeń.

Elementem napędzającym w tym układzie jest jarzmo J . Na jeden obrót jarzma przypada $1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ obrotu koła z_1 . Przełożenie tej przekładni oblicza się wg wzoru

$$i = \frac{n_j}{n_1} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \quad (11.122)$$



Rys. 11.34. Przekładnia planetarna

Dla uzyskania dużego przełożenia wartość $\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ należy dobrać możliwie bliską jedności. Szczególnie duże przełożenia można uzyskać, stosując w poszczególnych parach kół różne wartości modułów oraz — gdy jest to konieczne — koła z przesuniętym zarysem (dla uzyskania jednakowej odległości osi w obu przełożeniach).

PRZYKŁAD 11.12. W przekładni obiegowej wg rys. 11.34 zastosowano następujące koła zębate: $z_1 = 50$ (lub 51), $z_2 = 52$ — o module $m_1 = 1$ mm oraz koła $z_3 = 103$, $z_4 = 101$ — o module $m_2 = 0,5$ mm. Obliczyć wartości przełożeń w obu przypadkach.

Rozwiązanie 1

Przy $z_1 = 50$ otrzymamy

$$i = \frac{n_j}{n_1} = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}} = \frac{1}{1 - \frac{52}{50} \cdot \frac{101}{103}} = \frac{1}{-0,0198} \approx -50,5$$

Znak minus oznacza, że kierunki ruchu obrotowego elementu napędzającego (jarzma) i napędzanego (koła z_1) są przeciwne.

Dla tej przekładni $a_1 = a_2$.

Rozwiązanie 2

Przy $z_1 = 51$ otrzymamy

$$i = \frac{n_j}{n_2} = \frac{1}{1 - \frac{52}{51} \cdot \frac{101}{103}} = \frac{1}{0,0001905} \approx 5249(!)$$

Sprawdzamy odległość osi

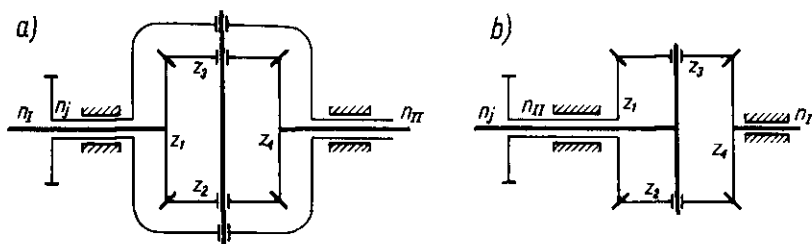
$$a_1 = 0,5m_1(z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 1(51 + 52) = 51,5 \text{ mm}$$

$$a_2 = 0,5m_2(z_3 + z_4) = 0,5 \cdot 0,5(101 + 103) = 51,0 \text{ mm}$$

W przekładni o przełożeniu $i_{z4/z3}$ należy zastosować koła z przesuniętym zarysem ($X+X$ lub $X+0$) dla uzyskania jednakowej odległości osi.

Odmianą przekładni obiegowych są **przekładnie różnicowe** (rys. 11.35). Podstawową cechą tych przekładni jest możliwość osobnego napędzania dwóch elementów, dzięki czemu trzeci element otrzymuje ruch wypadkowy. W przekładni różnicowej podanej na rys. 11.35a wypadkowy ruch uzyskuje się na wałku II, którego prędkość obrotowa wynosi

$$n_{II} = 2n_j - n_I \quad (11.123)$$



Rys. 11.35. Przekładnie różnicowe: a) z obracającą się osłoną, b) z obracającym się jarzmem krzyżowym [12]

W przypadku z rys. 11.35b ruch wypadkowy otrzymuje jarzmo, którego prędkość obrotową n_j wylicza się również wg wzoru 11.123. Przekładnie różnicowe są stosowane w obrabiarkach, w podziałnicach uniwersalnych, w samochodach itd.

11.15. Przekładnie złożone

W rozdziale 11.2 omówiono podstawowe rodzaje przekładni złożonych: przekładnie **wielostopniowe** (rys. 11.4a) oraz **wielorzędowe** (rys. 11.4b i c). Przekładnie te znajdują zastosowanie w różnych maszynach i urządzeniach. Przekładnie wielostopniowe są najczęściej stosowane jako reduktory. Reduktora mi 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. Podstawowe parametry reduktorów: przełożenia, odległości osi, a także ogólne wymagania dotyczące ich wykonania są ujęte w PN. W projektowaniu urządzeń z osobnym napędem doboru odpowiedniego reduktora dokonuje się na podstawie katalogów zakładów wytwórczych.

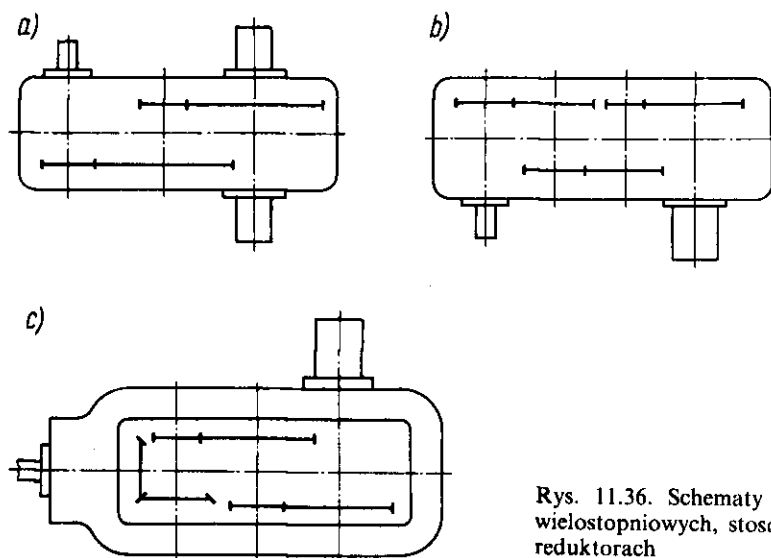
Reduktory są budowane jako przekładnie nie więcej niż czterostopniowe.

Najczęściej stosuje się reduktory:

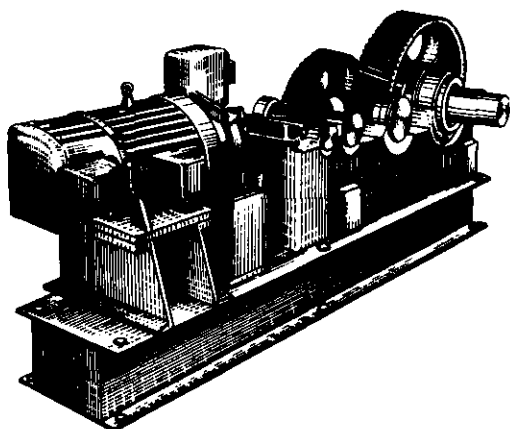
- walcowe o $1 \div 4$ stopniach,
- ślimakowe o $1 \div 3$ stopniach,
- stożkowo-walcowe o $2 \div 4$ stopniach,
- ślimakowo-walcowe o $2 \div 4$ stopniach.

Jeżeli samodzielną jednostkę napędową stanowi reduktor wraz z silnikiem, określa się go jako **motoreduktor**. Ogólny podział reduktorów i motoreduktorów jest podany w PN-92/M-88550.

Schematy niektórych przekładni wielostopniowych stosowanych w reduktorach przedstawiono na rys. 11.36a, b i c, a na rys. 11.37 — przekładnię



Rys. 11.36. Schematy przekładni wielostopniowych, stosowanych w reduktorach



Rys. 11.37. Czterostopniowa przekładnia stożkowo-walcowa

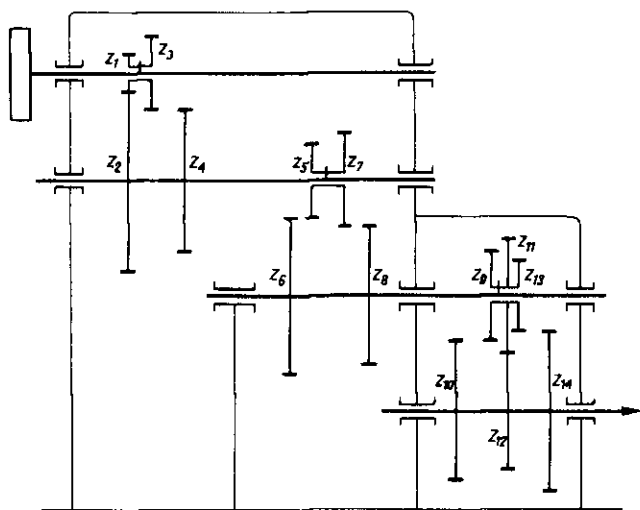
stożkowo-walcową czterostopniową, produkowaną przez Bielskie Zakłady Urządzeń Technicznych. Przekładnie tego typu są produkowane dla przełożeń $i = 66 \div 445$ i mocy nominalnej $0,3 \div 70$ kW.

Innym rodzajem przekładni złożonych są zespoły przekładni zębatych, służące do uzyskania na wałku napędzanym kilku do kilkudziesięciu różnych prędkości obrotowych. Służą one do napędu wrzecion obrabiarek, skrzynek posuwów, jako skrzynki prędkości w samochodach itd.

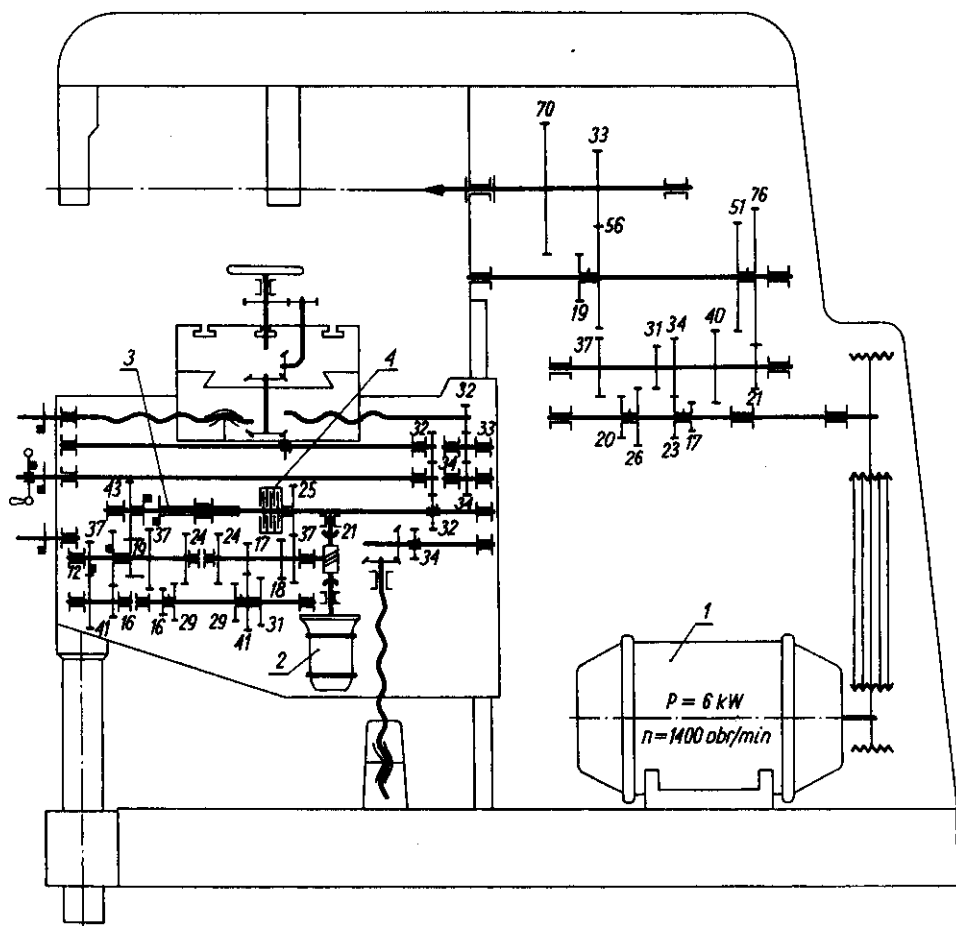
W zależności od przeznaczenia maszyny i zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych w skład zespołów napędowych wchodzi zarówno omówione już podstawowe przekładnie złożone, jak i inne układy przekładni wielorzędowych, np. przekładnie z klinem przesuwym, tzw. skrzynki Nortona itd.

W celu zilustrowania zasady budowy zespołów przekładni na rys. 11.38 przedstawiono schemat kinematyczny 12-stopniowej skrzynki prędkości, w której zastosowano trójkę przesuwą i dwie dwójki przesuwne. Dla uzyskania dwunastu różnych prędkości obrotowych na wałku *IV* należy tak dobrać liczby zębów dla poszczególnych par kół zębatych, aby przy każdym z położów kół przesuwnych można było uzyskać inną prędkość obrotową wałka *IV*.

Zastosowanie przekładni zębatych w napędach obrabiarek ilustruje rys. 11.39 — schemat kinematyczny frezarki poziomej; umożliwia on m.in. od-



Rys. 11.38. Schemat kinematyczny 12-stopniowej skrzynki prędkości



Rys. 11.39. Schemat kinematyczny frezarki poziomej

1 — silnik napędu wrzeciona, 2 — silnik napędu posuwów, 3 — sprzęgło kłowe, 4 — sprzęgło cierne wielopłytkowe [12]

czytanie liczby prędkości obrotowych wrzeciona frezarki lub liczby prędkości posuwów. Należy zwrócić uwagę, że w napędzie posuwów zastosowano nie tylko przekładnie walcowe (jak na rys. 11.38), ale także przekładnie stożkowe, ślimakowe oraz mechanizmy śrubowe.

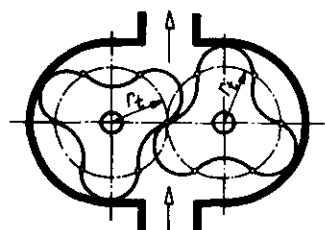
11.16. Przekładnie specjalne

W poprzednich rozdziałach zostały omówione podstawowe rodzaje przekładni zębatych stosowanych w budowie maszyn. Niezależnie od nich są produkowane również koła o specjalnych kształtach uzębienia, stosowane np. w sprzęgłach zębatych (omówionych w rozdz. 14), lub jako wirniki zębate w dmuchawach Roots'a, a także nowe rozwiązania konstrukcyjne przekładni,

umożliwiające uzyskanie korzystniejszych parametrów niż w przypadku przekładni tradycyjnych. Niektóre z nich zostaną omówione w tym rozdziale.

Dmuchały Roots'a składają się z dwu- lub trójzębnych kół zębatych, spełniających zadania tłoków obrotowych. Są one stosowane jako powietrzne pompy zębate 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. 11.40. Przy pracy przekładni o dwóch lub trzech zębach stopień pokrycia (liczba przyporu) ε jest mniejszy od jedności; dla zapewnienia właściwej pracy dmuchawy należy stosować rozwiązania, w których $\varepsilon \geq 0,5$.

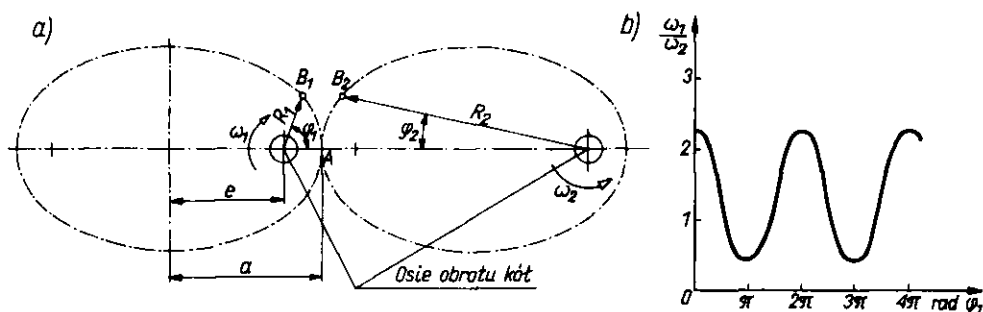


Rys. 11.40. Schemat dmuchawy Roots'a [13]

Przy stopniu pokrycia $\varepsilon < 1$ nie jest zachowana ciągłość pracy dmuchawy, dlatego na zewnątrz korpusu stosuje się dodatkowo przekładnię napędzającą, której koła są osadzone na osiach tłoków obrotowych.

Przekładnie z kołami zębatymi eliptycznymi. 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. 11.41a). Elipsy toczą się po sobie bez poślizgu, stąd długość łuku AB_1 musi być równa długości łuku AB_2 . Oznacza to, że punkty B_1 i B_2 staną się — po obrocie o kąty φ_1 i φ_2 — punktem styku obu elips.

W każdym chwilowym położeniu współpracujących zębów, naciętych na



Rys. 11.41. Koła eliptyczne: a) elipsy podziałowe kół eliptycznych, b) orientacyjny wykres chwilowych przełożeń w zależności od wartości kąta φ_1

obwodach elips, prędkości liniowe punktów styku są jednakowe. Wartość chwilowego przełożenia określa się zatem z zależności

$$R_1 \cdot \omega_1 = R_2 \cdot \omega_2 \quad \text{oraz} \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \quad (11.124)$$

Z zależności tych wynika, że przy stałej prędkości kątowej ω_1 prędkość kątowa koła napędzanego ω_2 jest zmienna (rys. 11.41b) i zależy od chwilowej wartości promieni R_1 i R_2 . Wartości minimalnej i maksymalnej prędkości ω_2 można wyznaczyć z zależności

$$\omega_{2 \min} = \omega_1 \cdot \frac{a - e}{a + e}; \quad \omega_{2 \max} = \omega_1 \cdot \frac{a + e}{a - e} \quad (11.125)$$

w których:

a — wielka półoś elipsy,

e — połowa odległości ognisk elipsy.

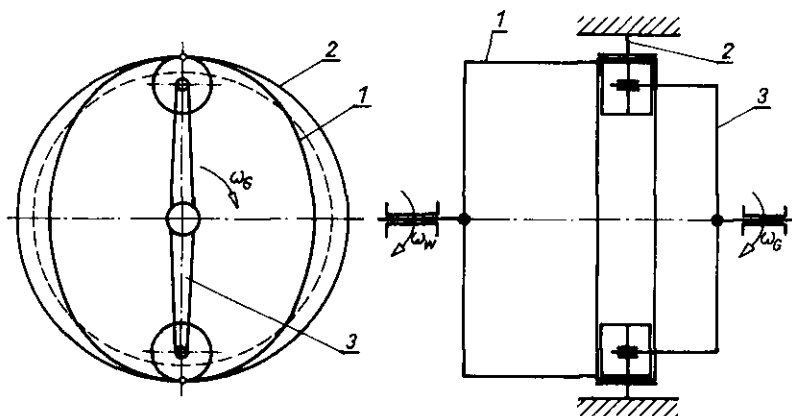
Przekładnie te pracują r ó w n o m i e r n i e, jeżeli jest spełniony warunek

$$\frac{\omega_{2 \max}}{\omega_{2 \min}} \leq 5.$$

Na ogół środki mas kół eliptycznych nie leżą na osiach obrotu tych kół, dlatego też przy większych prędkościach kątowych koła eliptyczne powinny być wyrównowywane.

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.

Przekładnie falowe. Inną odmianę przekładni zębatych stanowią przekładnie z podatnym wieńcem, nazywane przekładniami falowymi. Przekładnia falowa składa się z koła sztywnego (nieruchomego) z wewnętrznym

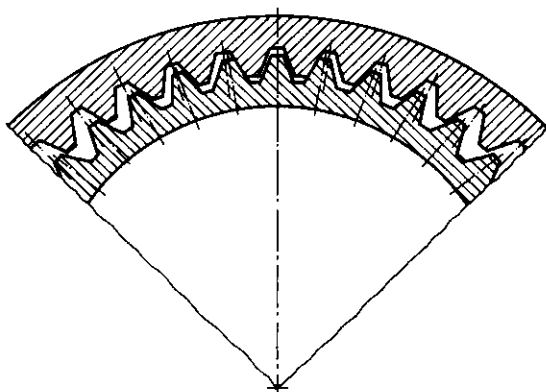


Rys. 11.42. Schemat przekładni falowej [11]

uzębieniem 2, wieńca podatnego z uzębieniem zewnętrznym 1 oraz generatora 3 osadzonego na wale napędzającym (rys. 11.42).

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

do elipsy. Podziałki wieńca podatnego (przed zdeformowaniem) i koła sztywnego są sobie równe, chociaż można stosować koła o nieco różniących się podziałkach, co pokazano przykładowo na rys. 11.43.



←
Rys. 11.43. Położenie zębów w przypadku, gdy podziałka wieńca podatnego (przed zdeformowaniem) jest mniejsza od podziałki koła sztywnego [11]

W przekładni z generatorem dwufalowym przeważnie dobiera się $z_1 = z_2 - 2$, co powoduje odtaczanie się wieńca podatnego wewnątrz koła sztywnego. Podczas pracy przekładni zazębienie następuje na dużej osi owalu, a wysokość zębów musi być tak dobrana, aby zęby współpracujących kół miały się na małej osi owalu. Przy nieruchomym kole sztywnym przełożenie tej przekładni określa wzór

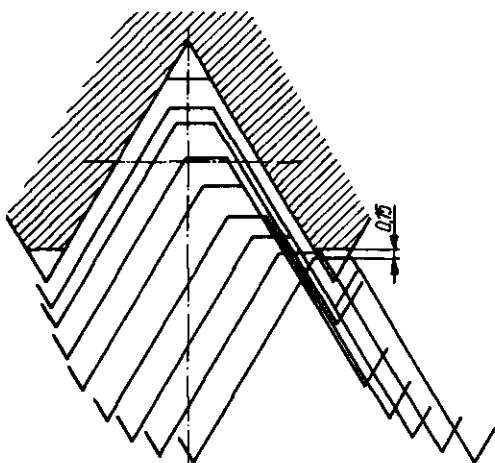
$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad (11.126)$$

Ponieważ $z_2 - z_1 = 2$, zatem przekładnie falowe umożliwiają uzyskanie bardzo dużych przełożeń na jednym stopniu, co pozwala na znaczne zmniejszenie wielkości przekładni redukujących w porównaniu z reduktorami, omówionymi w rozdz. 11.15.

Drugą istotną zaletą tych przekładni jest sposób zazębienia i wyzębienia. Zęby wieńca podatnego wchodzi w lukę międzyzębną (wręb) koła sztywnego i wysuwają się z niej w kierunku promieniowym (rys. 11.44), nie ma zatem poślizgu między zębami.

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 $i = i_1 \cdot i_2 = 10\,000$. Przekładnie falowe dwustopniowe są stosowane m.in. do krótkotrwalej przerywanej pracy.

Rys. 11.44. Kolejne położenia zębów w przypadku $i = 100$, $z_1 = 200$ [11]



Na rysunku 11.45 pokazano przekładnię falową o następujących parametrach: moc na wejściu $P = 2,35$ kW, sprawność $\eta = 0,85$, liczby zębów: $z_1 = 200$, $z_2 = 202$, przełożenie $i = 100$, moduł $m = 0,8$ mm, grubość wieńca na dnie wrębu — ok. 1,45 mm, łączna grubość wieńca z uzębieniem — ok. 2,25 mm.

Bliższe dane o budowie i działaniu przekładni falowych są podane m.in. w pozycji [11] spisu literatury.

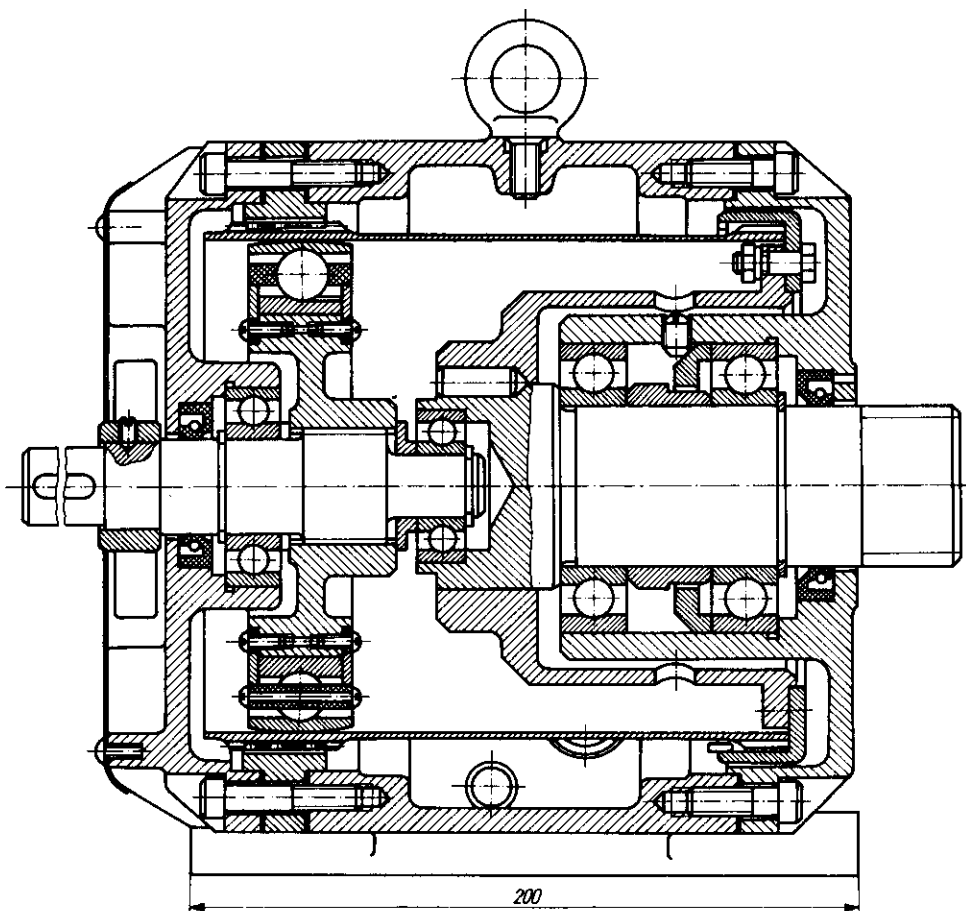
Przekładnie typu K-H-V. Inną odmianą przekładni specjalnej, umożliwiającej uzyskanie dużego przełożenia na jednym stopniu, są przekładnie typu K-H-V, znane także jako **przekładnie CYCLO**. W sensie konstrukcyjnym są to przekładnie toczne, w których wszystkie elementy o połączeniu kształtowym poruszają 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. 11.46a. Na wale napędzającym są osadzone dwie tarcze krzywkowe 2 i 3, przestawione mimoszrowo 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.

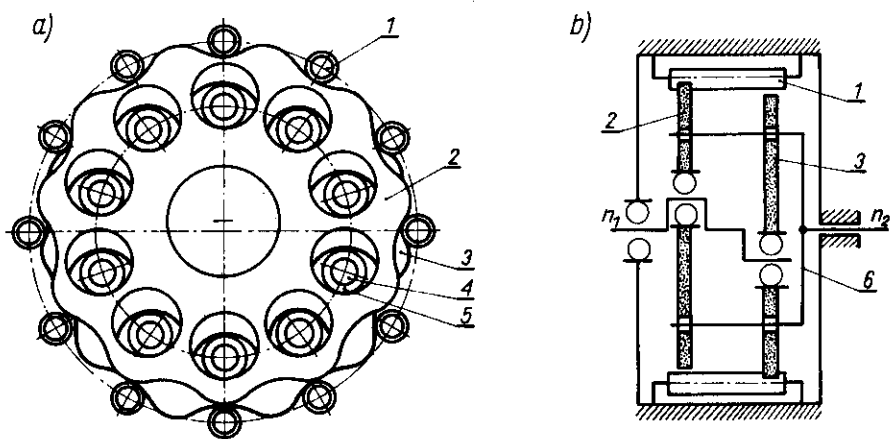
Istnieją również inne rozwiązania konstrukcyjne, w których tarcze i koło nieruchome są uzębione, a zęby ich mają zarys cykloidalny lub zarys ewolwentowy odpowiednio skorygowany w celu umożliwienia pracy przy różnicy liczby zębów w obu współpracujących kołach.

Przy nieruchomym kole o uzębieniu wewnętrznym przełożenie przekładni wyznacza się z wzoru 11.126. Stosując możliwie małą różnicę zębów ($\Delta z = 2$, a nawet 1) można uzyskać duże przełożenie. Na rys. 11.46b podano schemat kinematyczny omawianej przekładni.

Rysunek 11.47 (oznaczenia cyfrowe zgodne z rys. 11.46) przedstawia przekładnię CYCLO, w której tarcze krzywkowe o 45 zębami (krzywiznach) zazębiają się z kołem nieruchomym o 46 zębami (rolkami). Przełożenie tej



Rys. 11.45. Konstrukcja jednostopniowej przekładni falowej [wg 11]

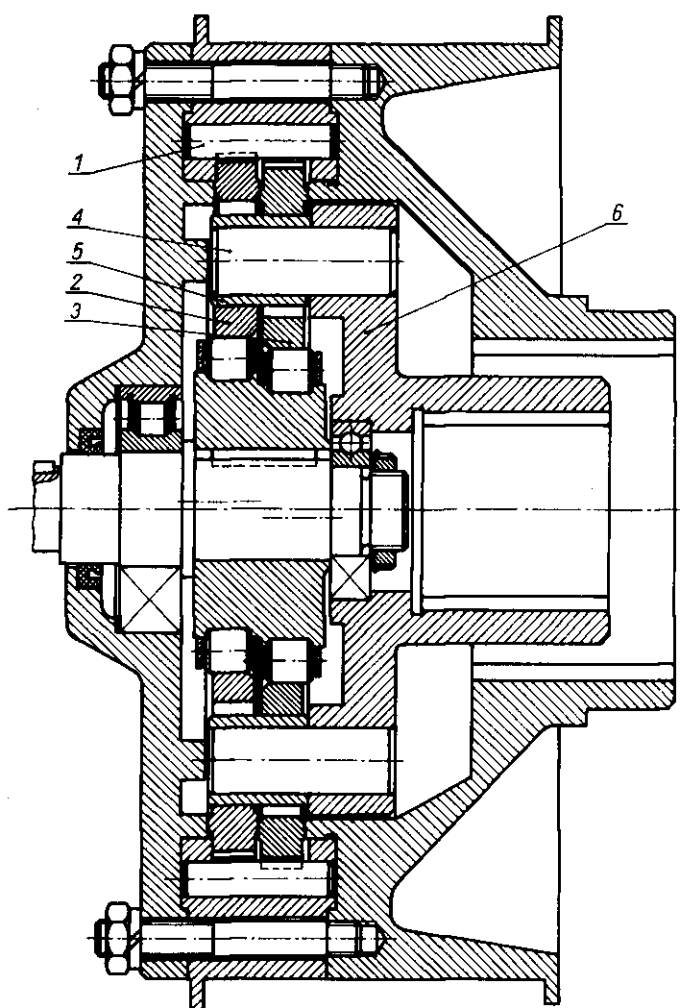


Rys. 11.46. Przekładnia typu K-H-V: a) główny fragment mechanizmu równowodowego z tarczami krzywkowymi, b) schemat kinematyczny [wg 11]

przekładni wynosi zatem $i = 45$. W przypadku unieruchomienia wału z tarczami krzywkowymi i napędzania przekładni przez obudowę wraz z kołem o uzębieniu wewnętrznym przełożenie wynosi $i = z_2/z_1 = 46/45 = 1,0222$.

Przekładnie CYCLO pracują swobodnie, bez wstrząsów i drgań przy obu kierunkach obrotów. Są one budowane dla przełożeń do $i = 85$ przy sprawności do 0,98, przenoszonych momentach obrotowych w zakresie od 15 N·m do 70 kN·m i przy zakresie mocy od 0,12 do 110 kW. Dla uzyskania większych przełożeń stosuje się także przekładnie dwustopniowe.

W wielu krajach przekładnie CYCLO są stosowane m.in. do napędu maszyn budowlanych, obrabiarek, przenośników łańcuchowych (np. w przemyśle samochodowym) i w innych dziedzinach.



Rys. 11.47. Przekładnia CYCLO [11]

12. Przekładnie cierne

12.1. Wiadomości ogólne

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 powierzchni 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.

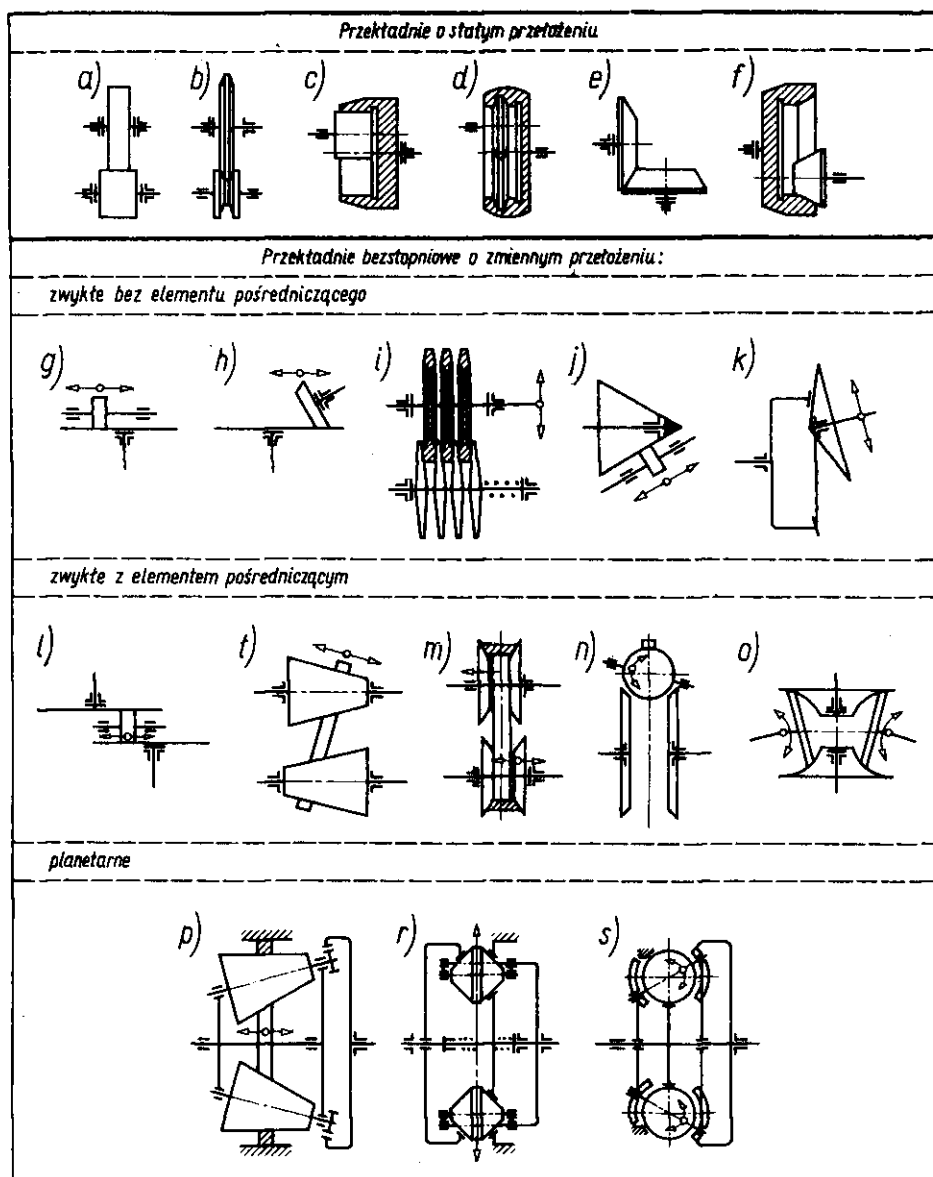
Rozróżnia się przekładnie cierne o **stałym przełożeniu** oraz przekładnie **bezystopniowe**, umożliwiające zmianę wartości przełożenia (w określonym zakresie) w sposób ciągły. Przekładnie cierne o zmiennym przełożeniu są nazywane wariatorami lub chyzozmianami. W przekładniach o zmiennym przełożeniu 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.

Wybrane schematy przekładni ciernych przedstawia rys. 12.1.

12.2. Przekładnie cierne o stałym przełożeniu

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.



Rys. 12.1. Wybrane schematy przekładni ciernych [3, 16]

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.

Rodzaje poślizgu. W zależności od przyczyn, powodujących ślizganie się powierzchni współpracujących podczas pracy przekładni, rozróżnia się;

- poślizg sprężysty, wynikający ze sprężystych odkształceń powierzchni kół w miejscach styku;
- poślizg geometryczny, występujący wzdłuż linii styku koła czynnego i biernego wskutek różnych prędkości obwodowych;
- poślizg trwały (przeciążeniowy), powstający wskutek zbyt małego docisku kół, przeciążenia przekładni zwiększającego ugięcia wałów, zużycia przekładni ciernych itp.

Poślizgi powodują obniżenie sprawności przekładni (która w zależności od rodzaju przekładni wynosi $0,75 \div 0,98$) oraz zmienność przełożenia.

Materiały cierne. Materiały współpracujących kół ciernych powinny charakteryzować się małym tarcie toczenia, dużym tarcie poślizgu, wysoką wytrzymałością zmęczeniową, dużą odpornością na zużycie oraz dobrym odprowadzaniem ciepła. Małe tarcie toczenia uzyskuje się w przypadku materiałów o małych odkształceniach sprężystych i dużym E ; wymaga to jednak stosowania dużych sił docisku dla uzyskania dość dużej siły tarcia. Zmniejszenie siły docisku jest możliwe w przypadku materiałów o dużym współczynniku tarcia poślizgu (ślizgania), które wykazują większą odkształcalność pod obciążeniem, mniejszą odporność na zużycie itp.

W praktyce stosuje się następujące pary materiałów:

- stal hartowana — stal hartowana,
- stal (żeliwo) — guma, skóra, tworzywa sztuczne, drewno.

Każda z tych par pozwala tylko na częściowe spełnienie omówionych wymagań, ponieważ równoczesne ich spełnienie nie jest praktycznie możliwe.

Bardziej narażone na zużycie jest koło mniejsze, wykonywane ze stali (żeliwa).

Przekładnie cierne o stałym przełożeniu stosuje się rzadko, głównie wówczas, gdy nie jest wymagana dokładność przełożenia. Umożliwiają one przenoszenie mocy do 15 kW przy prędkości obwodowej do 25 m/s.

12.3. Zasady obliczania przekładni ciernych

Przekładnie walcowe z kołami gładkimi. Schemat najprostszej przekładni ciernej o stałym przełożeniu i kołach walcowych gładkich przedstawiono na rys. 12.2 (także 12.1a). Przy uwzględnieniu poślizgu przełożenie przekładni wynosi

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \quad (12.1)$$

gdzie:

D_1, D_2 — średnice kół ciernych,

ε — wartość poślizgu, wynosząca przeciętnie $0,2 \div 3\%$, zależnie od stosowanych materiałów.

Ponieważ dokładne wyznaczenie wartości poślizgu jest dość trudne, zatem w celu uproszczenia obliczeń w dalszej części rozdziału wpływ poślizgu na wartość przełożenia jest pomijany i stosowana jest ogólna zależność:

$$i = n_1/n_2 = D_2/D_1 \text{ itd.}$$

Rozstawienie osi kół ciernych wynosi

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1 + D_1 \cdot i}{2} = D_1 \cdot \frac{1 + i}{2} \quad (12.2)$$

Po przekształceniu wzoru można obliczyć średnicę kół

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

$$\text{oraz } D_2 = D_1 \cdot i = \frac{2a \cdot i}{1 + i} \quad (12.3)$$

Jak wynika z wzoru Hertza (p. 11.7, wzór 11.49) przy obliczaniu nacisków powierzchniowych uwzględnia się m.in. promienie krzywizn stykających się walców ρ_1, ρ_2 . Dla kół ciernych wprowadza się zastępczy promień krzywizny powierzchni styku

$$\rho = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = \frac{D_1 \cdot D_2}{2(D_1 + D_2)} \quad (12.4)$$

Wprowadzając wzory na średnice kół (12.3) otrzymuje się

$$\rho = \frac{i \cdot a}{(1 + i)^2} \quad (12.5)$$

Szerokość kół ciernych b (w zasadzie dowolną) przyjmuje się ze względów konstrukcyjnych w granicach $0,2 \div 0,4$ rozstawienia kół. Stąd

$$b = \varphi \cdot a = (0,2 \div 0,4)a \quad \text{gdzie } \varphi = 0,2 \div 0,4 \quad (12.6)$$

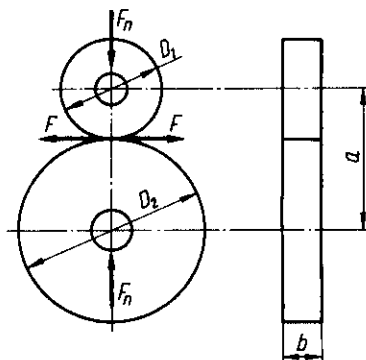
Koła cierne są dociskane siłą F_n , wywieraną np. za pomocą ciśnienia hydraulicznego, sprężyn, śrub, ciężaru własnego kół itd. Zależność między siłą docisku F_n a przenoszoną siłą obwodową F (równą sile tarcia) wynosi

$$F_n \cdot \mu = \beta \cdot F \quad (12.7)$$

gdzie:

μ — współczynnik tarcia poślizgu,

β — współczynnik pewności, stosowany w celu zapobiegania poślizgowi; przyjmuje się $\beta = 1,4 \div 2$.



Rys. 12.2. Schemat przekładni ciernej walcowej o kołach gładkich [21]

Przekładnie cierne oblicza się wytrzymałościowo z warunku na naciski powierzchniowe. Wartość nacisków rzeczywistych (obliczeniowych) wyznacza się z uwzględnieniem naprężeń stykowych — wg wzoru Herta. W praktyce częściej ustala się wskaźnik układu k (tzw. współczynnik Stribeck), porównując go z naciskami dopuszczalnymi (ustalonymi również z uwzględnieniem naprężeń stykowych) k_o .

$$k = \frac{F_n}{2\rho \cdot b} \leq k_o \quad (12.8)$$

gdzie:

F_n — siła docisku kół ciernych,

ρ — zastępczy promień krzywizny powierzchni styku,

b — szerokość kół, równa długości powierzchni styku.

Wartość nacisków dopuszczalnych k_o przyjmuje się wg tabl. 21.1, w której podane są również współczynniki tarcia dla niektórych par materiałów.

Tablica 12.1

Wartości nacisków dopuszczalnych k_o oraz współczynnika tarcia μ przyjmowanych w przekładniach ciernych

Materiał	k_o MPa	μ	Charakter współpracy
Stal hartowana na stali hartowanej	25 ÷ 30	0,05 ÷ 0,1	ze smarowaniem
Żeliwo średnio twarde na żeliwie	0,35 ÷ 1,0	0,1 ÷ 0,15	na sucho
Guma na żeliwie lub stali	0,1 ÷ 0,2	0,35 ÷ 0,8	na sucho
Skóra na żeliwie lub stali	0,15 ÷ 0,2	0,2 ÷ 0,3	na sucho
Drewno twarde na żeliwie lub stali	0,2 ÷ 0,25	0,2 ÷ 0,35	na sucho
Tworzywa sztuczne z wypełniaczem na żeliwie lub stali	0,2 ÷ 1,0	0,2 ÷ 0,45	na sucho

Na podstawie wzorów 12.7 i 12.8 wyznacza się wartość siły obwodowej, jaką może przenieść przekładnia

$$F \leq \frac{F_n \cdot \mu}{\beta} = 2\rho \cdot b \cdot k_o \cdot \frac{\mu}{\beta} \quad (12.9)$$

W niektórych przypadkach wyznacza się jednostkowe obciążenie liniowe q (nacisk na jednostkę długości styku), które wynosi

$$q = \frac{F_n}{b} = 2\rho \cdot k = k \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \quad (12.10)$$

Największą moc na wale czynnym, jaką może przenieść przekładnia cierna, oblicza się z wzoru

$$P_1 = F \cdot v_1 = 2\rho \cdot b \cdot k_o \cdot \frac{\mu}{\beta} \cdot v_1 \quad (12.11)$$

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

lub — po podstawieniu zależności 12.3, 12.5 i 12.7 — z wzoru

$$P_1 = F \cdot v_1 = \frac{2i \cdot a^3 \cdot \varphi \cdot k_o \cdot \mu \cdot \omega_1}{(1+i)^3 \cdot \beta} \quad (12.12)$$

PRZYKŁAD 12.1. Silnik o mocy $P = 6$ kW oraz $n = 1410$ obr/min napędza przekładnię cierną walcową o kołach gładkich i przełożeniu $i = 3$. Zakładając, że jedno z kół stalowych będzie miało wykładziną z tworzywa sztucznego, obliczyć wymiary przekładni.

Rozwiązanie

Z tablicy 12.1 przyjmujemy $k_o = 0,7$ MPa oraz $\mu = 0,3$. Zakładamy współczynnik pewności $\beta = 1,6$, poślizg $\varepsilon = 0,02$ oraz współczynnik szerokości kół $\varphi = 0,25$ (wzór 12.6)

Obliczamy prędkość kątową wału czynnego

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} \approx 147,6 \text{ rad/s}$$

Obliczamy rozstawienie osi kół (wg wzoru 12.12), uwzględniając że przewidywane przeciążenia ($\beta = 1,6$) wymagają m.in. stosowania kół o większych średnicach

$$\begin{aligned} a &= (1+i)^3 \sqrt{\frac{P_1 \cdot \beta}{2i \cdot \varphi \cdot k_o \cdot \mu \cdot \omega_1}} = \\ &= (1+3)^3 \sqrt{\frac{6000 \cdot 1,6}{2 \cdot 3 \cdot 0,25 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot 147,6}} \approx 0,236 \text{ m} = 236 \text{ mm} \end{aligned}$$

Średnice kół wyniosą

$$D_1 = \frac{2a}{1+i} = \frac{2 \cdot 236}{1+3} = 118 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_1 \cdot i(1-\varepsilon) = 118 \cdot 3(1-0,02) \approx 347 \text{ mm}$$

Rzeczywista odległość osi

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{118 + 347}{2} = 232,5 \text{ mm}$$

Szerokość kół

$$b = \varphi \cdot a = 0,25 \cdot 232,5 = 58,125 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $b = 60 \text{ mm} = 6 \text{ cm}$

Obliczamy siłę F_n , z jaką należy dociskać koła cierne

$$F_n = \frac{F \cdot \beta}{\mu} = \frac{2P_1 \cdot \beta}{D_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 6000 \cdot 1,6}{0,118 \cdot 147,6 \cdot 0,3} \approx 3675 \text{ N} = 3,675 \text{ kN}$$

Sprawdzamy rzeczywisty wskaźnik układu k

$$\rho = \frac{i \cdot a}{(1+i)^2} = \frac{3 \cdot 232,5}{(1+3)^2} = 43,6 \text{ mm} = 4,36 \text{ cm}$$

$$k = \frac{F_n}{2\rho \cdot b} = \frac{3,675}{2 \cdot 4,36 \cdot 6} \approx 0,0702 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 0,702 \text{ MPa}$$

Biorąc pod uwagę przybliżone wartości poszczególnych współczynników można przyjąć, że wymiary przekładni zostały dobrane prawidłowo ($k = 0,702 \text{ MPa} \approx k_o = 0,7 \text{ MPa}$).

Przekładnie walcowe z kołami rowkowymi. W przekładniach ciernych walcowych z kołami gładkimi niezbędne jest stosowanie dużych sił nacisku F_n . Dążąc do ich zmniejszenia, stosuje się materiały o dużym współczynniku tarcia lub koła z rowkami klinowymi (rys. 12.3). W kołach tych przeniesienie siły obwodowej F następuje w wyniku działania sił docisku F_{n1} , prostopadłych do współpracujących powierzchni ciernych. Na każdej powierzchni siła F_{n1} jest równa

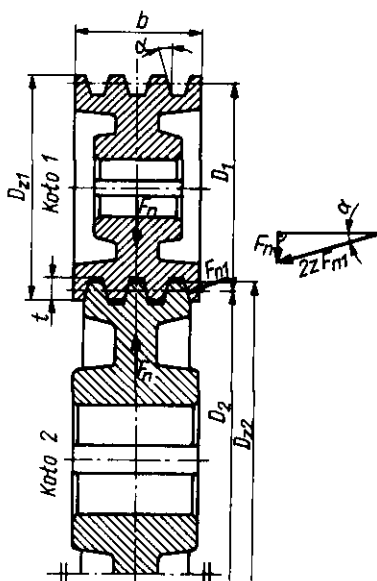
$$F_{n1} = \frac{\beta \cdot F}{\mu \cdot z} \quad (12.13)$$

gdzie z — liczba powierzchni współpracujących (po dwie w każdym rowku).

Jak wynika z rozkładu sił podanego przy rys. 12.3, całkowita siła docisku wynosi

$$F_n = z \cdot F_{n1} \cdot \sin \alpha = \frac{z \cdot \beta \cdot F \cdot \sin \alpha}{\mu \cdot z} = \frac{\beta \cdot F}{\mu} \cdot \sin \alpha \quad (12.14)$$

gdzie α — półkąąt rozwarcia rowka klinowego.



Rys. 12.3. Przekładnia cierna walcowa z kołami rowkowymi [16]

Kąt α przyjmuje się od 15° do $22,5^\circ$, stąd wynika, że w przypadku kół rowkowych potrzebna jest kilkakrotnie mniejsza siła docisku dla uzyskania takiej samej siły obwodowej F jak w przypadku kół gładkich.

Oznaczając średnice zewnętrzne kół D_{z1} i D_{z2} (wg rys. 12.3), można obliczyć rozstawienie osi

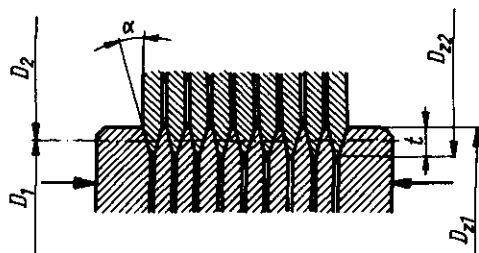
$$a = \frac{D_{z1} + D_{z2}}{2} - t \quad (12.15)$$

gdzie t — głębokość rowka; przyjmuje się $t \leq D_{min}/16$.

Przełożenie tych przekładni ustala się na podstawie tzw. średnic skutecznych D_1 , D_2 , odpowiadających średnicom zastępczym kół gładkich o tym samym przełożeniu i rozstawieniu osi

$$D_1 = D_{z1} - 1,6t \quad \text{oraz} \quad D_2 = D_{z2} - 0,4t \quad (12.16)$$

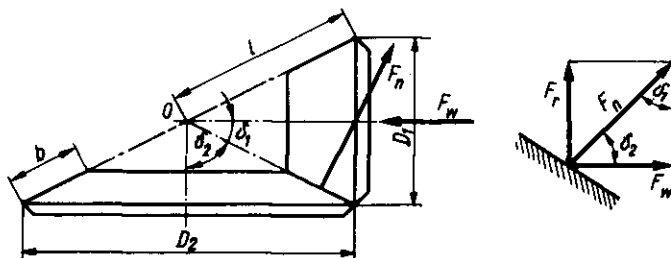
Do przenoszenia większych mocy stosuje się koła składające się z cienkich krążków, osadzonych w jednym z kół między grubszymi tarczami oporowymi (rys. 12.4); zachowanie luzu między krążkami zapewnia jednoczesną współpracę wszystkich powierzchni ciernych.



Rys. 12.4. Przekrój wieńców wielorowkowych kół ciernych [16]

Przekładnie stożkowe. Do przenoszenia napędu pomiędzy wałami o przecinających się osiach (zwykle pod kątem 90°) stosuje się przekładnie cierne stożkowe (kątowe). Jeżeli wierzchołki stożków znajdują się w jednym punkcie (rys. 12.5), wówczas nie występują (teoretycznie) poślizgi geometryczne, co zwiększa sprawność przekładni.

Rys. 12.5. Przekładnia cierna stożkowa (kątowa) [16]



W przypadku kół ciernych stożkowych, których osie przecinają się pod kątem 90° , przełożenie oblicza się podobnie jak w kołach zębatych stożkowych

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (12.17)$$

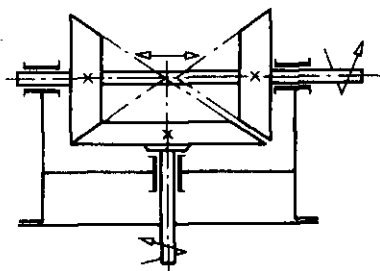
Długość tworzącej l oraz wymiary średnic kół oblicza się z zależności

$$l = \frac{1}{2} \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{D_1}{2} \sqrt{i^2 + 1} \quad (12.18)$$

$$D_1 = \frac{2l}{\sqrt{i^2 + 1}} = 2l \cdot \sin \delta_1 \quad (12.19)$$

$$D_2 = \frac{2l \cdot i}{\sqrt{i^2 + 1}} = 2l \cdot \sin \delta_2 \quad (12.20)$$

Regulację siły docisku F_w uzyskuje się np. przez przesuwanie koła (zwykle mniejszego) wzdłuż osi wału. Wartość siły docisku ustala się z zależności



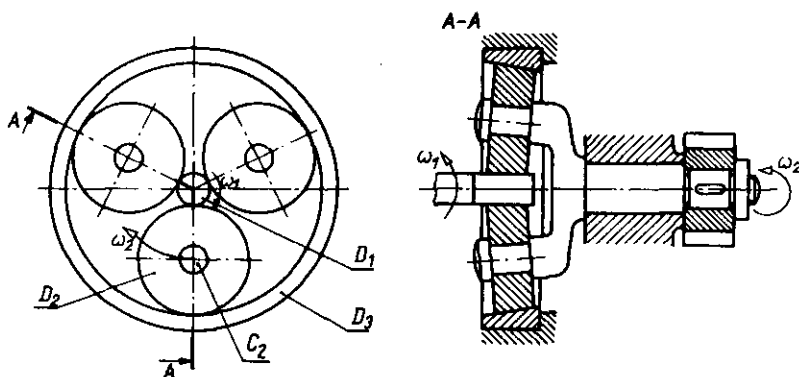
Rys. 12.6 Nawrotna przekładnia cierna stożkowa [19]

$$F_w = F_n \cdot \sin \delta_1 = \frac{F \cdot \beta \cdot \sin \delta_1}{\mu} \quad (12.21)$$

Przekładnie cierne stożkowe wykorzystuje się m.in. jako przekładnie nawrotne (rys. 12.6), np. w prasach śrubowych.

12.4. Przekładnie cierne odciążone

Jedną z głównych wad przekładni ciernych jest duże obciążenie łożysk. Stosując przekładnie obiegowe (planetarne), budowane często wg schematu podanego na rys. 12.7, uzyskuje się odciążenie łożysk od sił poprzecznych oraz zmniejszenie gabarytów przekładni i możliwość uzyskania dużych przełożeń (przeciętnie $8 \div 12$).



Rys. 12.7. Przekładnia cierna obiegowa [16]

Według schematu z rys. 12.7 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 wzdłużne przesunięcie stożkowych satelitów.

W przekładniach tych przełożenie oblicza się wg wzoru

$$i = 1 + \frac{D_3}{D_1} \quad (12.22)$$

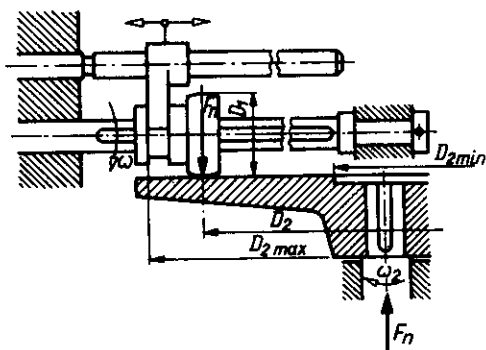
12.5. Przekładnie cierne o zmiennym przełożeniu

Przekładnie cierne bezstopniowe (wariatory) należą do najczęściej stosowanych przekładni ciernych. Zasadniczą ich cechą jest możliwość uzyskania zmiany prędkości obrotowej w określonym zakresie w sposób płynny. **Zakresem regulacji przełożenia** nazywa się stosunek największych i najmniejszych prędkości obrotowych i przełożeń

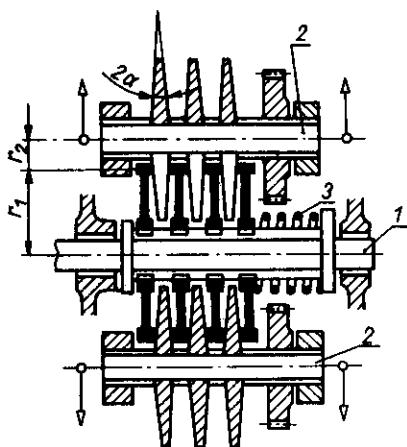
$$k = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} \quad (12.23)$$

Jak podano na rys. 12.1, rozróżnia się wariatory **bez elementu pośredniczącego** (rys. 12.1 *g ÷ k*), **z elementem pośredniczącym** (rys. 12.1 *l ÷ o*) oraz wariatory **planetarne** (rys. 12.1 *p, r, s*). Powyższe schematy obejmują tylko część spośród istniejących rozwiązań konstrukcyjnych.

Jedną z prostszych konstrukcji stanowi wariator tarczowy (rys. 12.8) o zakresie regulacji $k = 3 \div 4$. Wariator ten stosowany jest do przenoszenia mocy między wałami o osiach prostopadłych. Zmiana przełożenia następuje przez płynne przesuwanie koła czynnego D_1 wzdłuż jego osi, przy czym w podobnych rozwiązaniach można uzyskać zmianę kierunku ruchu obrotowego koła biernego D_2 przez przesunięcie koła czynnego D_1 na drugą stronę koła D_2 . W celu zmniejszenia poślizgu stosuje się koła czynne wąskie oraz lekko wypukłe. Koła wykonuje się ze stali lub żeliwa; koło czynne ma nakładki z gumy, skóry lub tworzywa sztucznego.



Rys. 12.8. Wariator tarczowy [16]



Rys. 12.9. Wariator wielotarczowy [3]

Do przenoszenia większych mocy stosuje się wariatory wielotarczowe (rys. 12.1 *i*), w których wał napędzający lub napędzany jest ruchomy (występuje przesuw wału w kierunku promieniowym). Rozwiązanie konstrukcyjne tych wariatorów przedstawia rys. 12.9, na którym pokazano

układ dla rozdziału mocy na dwa wały napędzane 2. Napęd jest przenoszony z wału 1 na wały 2 przez tarcze; rozsunięcie osi wałów w kierunku promieniowym powoduje przesuw tarcz na wale 1, dociskanych sprężyną 3. Przy płynnym rozsuwaniu wałów 2 wystąpi płynna zmiana przełożenia.

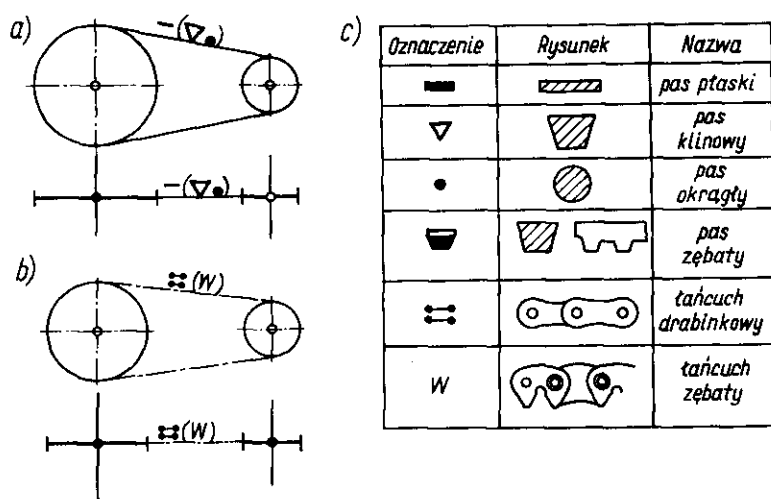
Wariatory wielotarczowe mogą również służyć do przenoszenia większych mocy. Rozwiązanie konstrukcyjne jest w tym przypadku zbliżone do poprzednio omówionego wariatora z tym, że wał napędzający i napędzany znajdują się w jednej osi. Napęd z wału napędzającego przenosi się przez układ kół zębatych na zespoły tarcz osadzonych na kilku wałkach wokół wału napędzanego, na którym znajduje się zespół tarcz współpracujących. Zmiana przełożenia następuje przez rozsunięcie wałów za pomocą systemu dźwigni. Wariatory tego typu są opisane w literaturze przedmiotu, np. w poz. [3].

13. Przekładnie cięgnowe

13.1. Wiadomości ogólne

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** (rys. 13.1 a, c) z pasem płaskim, klinowym, okrągłym lub zębatym,
- **łańcuchowe** (rys. 13.1 b, c) z łańcuchem płytkowym lub zębatym.



Rys. 13.1. Przekładnie cięgnowe: a) z pasem płaskim, klinowym lub okrągłym; b) łańcuchowe; c) rodzaje pasów i łańcuchów

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

Do ogólnych zalet przekładni cięgowych zalicza się:

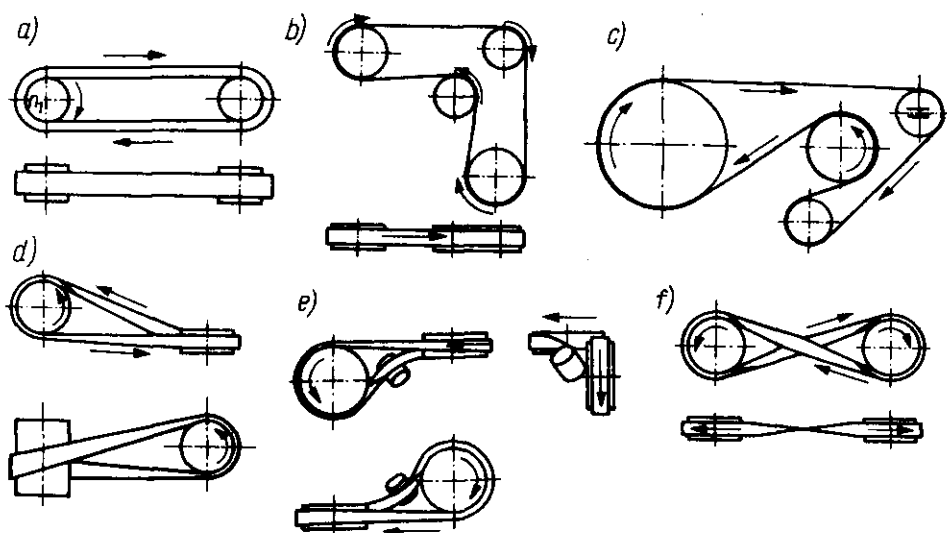
- możliwość przenoszenia różnych mocy (od minimalnych do bardzo dużych, rzędu 1 500 kW w przekładniach pasowych oraz do 3 500 kW — w łańcuchowych);
- pracę przy różnych prędkościach cięgna (do 50 m/s w przekładniach pasowych i do 15 m/s lub więcej — w łańcuchowych);

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

13.2. Przekładnie pasowe z pasem płaskim

Układy przekładni i warunki pracy. Przekładnie pasowe z pasem płaskim mogą pracować w różnych układach, do których należą przekładnie otwarte zwykle z pasem nie skręconym (rys. 13.2a) lub z krążkami kierującymi i napinającymi (rys. 13.2b, c), przekładnie półskrzyżowane (rys. 13.2d, e) oraz skrzyżowane (rys. 13.2f).



Rys. 13.2. Rodzaje przekładni pasowych: a, b, c) otwarte, d, e) półskrzyżowane, f) skrzyżowane [wg 3]

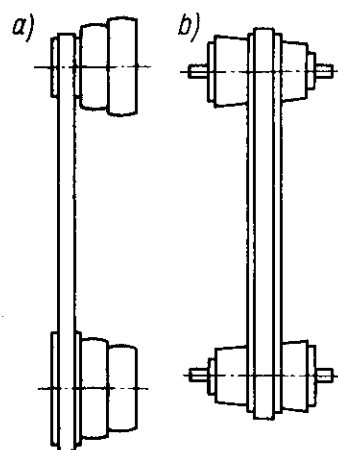
Najczęściej stosuje się przekładnie otwarte o równoległych osiach wałów i jednakowym kierunku ruchu obrotowego obu kół. Przekładnie półskrzyżowane stosuje się w przypadku wchrowatych osi wałów (przeważnie ustawionych pod kątem 90°). Dla zabezpieczenia przed spadaniem pasa koła wykonuje się szersze niż przy przekładniach otwartych i ustawia w ten sposób, aby pas nasuwał się na koło czynne prostopadłe do osi tego koła — a nie pod kątem (rys. 13.2d); ponadto jeśli wały są ustawione pionowo, stosuje się koła z obrzeżami. Przekładnie skrzyżowane mają pas skręcony o 180° dla uzyskania różnego kierunku obrotów kół przekładni.

Pasy skręcone pracują w niekorzystnych warunkach i są narażone na

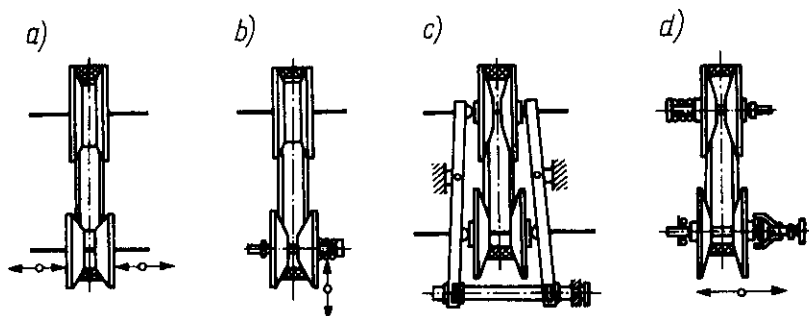
szybsze zużycie, dlatego stosuje się je tylko do przenoszenia niewielkich mocy przy małych prędkościach (poniżej 15 m/s).

W celu wywołania sił tarcia, niezbędnych do przenoszenia mocy i momentu obrotowego z koła czynnego na bierne, stosuje się wstępny naciąg pasa. Uzyskuje się go przez wykonanie pasów o mniejszej długości (w stosunku do długości teoretycznej), co zapewnia docisk pasa do kół już w czasie montażu. W przekładniach o bardziej skomplikowanej budowie stosuje się dodatkowe rolki napinające (naprężające), zwiększające naciąg pasa i kąt opasania, oraz rolki kierujące, mające na celu uzyskanie wymaganego toru biegu pasa. Stosowanie rolek powoduje zmniejszenie trwałości pasa wskutek występującego obustronnego zginania.

Przekładnie pasowe mogą zapewniać zmianę prędkości obrotowej skokowo lub w sposób ciągły. Na rysunku 13.3 *a* podano układ kół stopniowych o tak dobranych średnicach, aby pas pracował prawidłowo na każdym stopniu. Dla uzyskania płynnej zmiany prędkości obrotowej w niewielkim zakresie stosuje się wariatory pasowe z bębniami stożkowymi (rys. 13.3 *b*). Przykłady różnych wariatorów z regulowanym promieniem jednego lub obu kół są pokazane na rys. 13.4.



Rys. 13.3. Przekładnie pasowe o zmiennym przełożeniu: *a*) skokowo, *b*) w sposób ciągły [3]



Rys. 13.4. Wariatory pasowe z rozsuwanymi tarczami stożkowymi [3]

Poza opisanymi układami przekładni pasowych można jeszcze spotkać w starszych typach urządzeń przekładnie, w których wyłączanie napędu następuje przez przerzucanie pasa na koło luźne.

Pasy płaskie. Materiały stosowane na pasy płaskie powinny zapewniać:

- mocne sprzężenie pasa z kołem w celu przeniesienia napędu,
- wysoką sprawność przekładni,
- odpowiednią wytrzymałość i żywotność pasa.

Tablica 13.1

Charakterystyczne współczynniki dla pasów płaskich

Rodzaj pasa	E MPa	R_m MPa	E_g MPa	δ kg/dm ³	k_r MPa	μ	Zakres stosowania		
							$\left(\frac{D_1}{g}\right)_{min}$	G_{max} s ⁻¹	v_{max} m/s
Skórzany (skóra bardzo miękka, zmięczona, normalna)	450 ÷ 250	30 ÷ 25	30 ÷ 90	0,9 ÷ 1,0	4,4 ÷ 3,9	$0,3 + \frac{v}{100}$	20 ÷ 45	25 ÷ 5	50 ÷ 30
Tkaninowo-gumowy	350 ÷ 1500	45 ÷ 65	50 ÷ 30	1,2 ÷ 1,25	3,9 ÷ 5,5	0,5	30 ÷ 20	30 ÷ 5	40
Balutowy	900 ÷ 1500	50 ÷ 65	50	1,25	4,4	0,5	25	30 ÷ 5	40
Tekstylny bawełniany	250 ÷ 350	30 ÷ 50	40	1,3	3,9	0,3	20	5 ÷ 3	30
Tekstylny wełniany		30 ÷ 40	40	1,15	4,4	0,3	20	10 ÷ 3	30
Z tworzyw sztucznych poliamidowych	550	200	550	1,2	20	$0,3 + \frac{v}{100}$	80 ÷ 100		60
Z taśmy stalowej na kole z wykładziną korkową	$0,21 \cdot 10^6$	1500	$0,21 \cdot 10^6$	7,8	330	0,25	1000		45

Wybór najbardziej odpowiedniego materiału zależy od parametrów i konstrukcji przekładni, wymiarów pasa i innych czynników. Stosowane są pasy: skórzane, tkaninowo-gumowe, balatowe, tekstylne, z tworzyw sztucznych i stalowe.

Pasy skórzane wyrabia się głównie ze skór wołowych; mimo wielu zalet są one dość rzadko stosowane, m.in. ze względu na wysoką cenę.

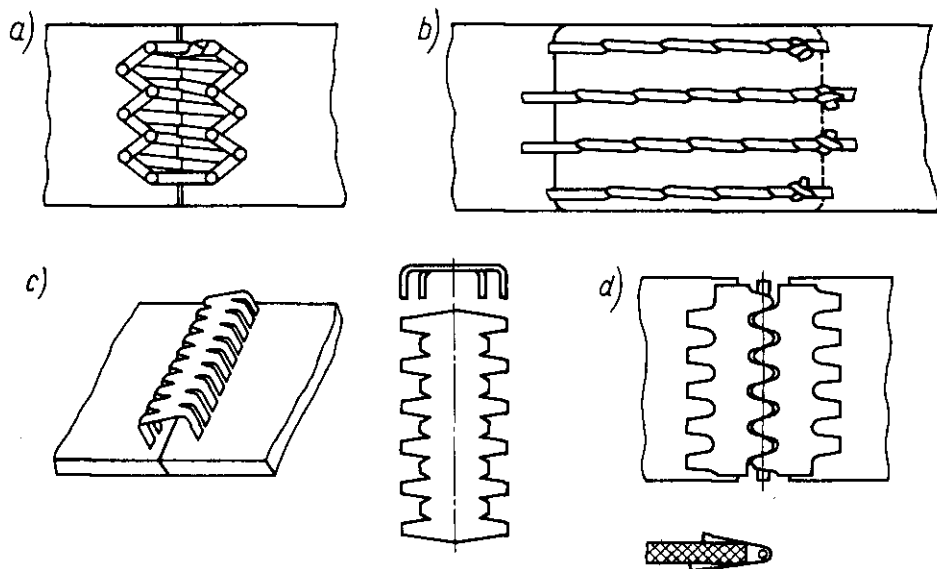
Pasy tkaninowo-gumowe (PN-81/C-94148) wykonuje się z kilku warstw tkaniny, nawulkanizowanej gumą; tkanina jest elementem nośnym, a guma skleja warstwy tkaniny i zapewnia duży współczynnik tarcia. Pasy te nie wytrzymują dużych przeciążeń (możliwość zerwania).

Pasy gumowe i balatowe (ze specjalnego naturalnego kauczuku) mają warstwę nośną z tkaniny bawełnianej lub sznurka kordowego; ich własności są zbliżone do pasów tkaninowo-gumowych i zależą głównie od gatunku gumy.

Pasy tekstylne bawełniane lub wełniane (tkane lub szyte) wykonuje się z kilku warstw impregnowanej tkaniny; są one giętkie i sprężyste, odporne na większość chemikaliów.

Pasy z tworzyw sztucznych poliamidowych mają wysoką wytrzymałość, zwiększaną dodatkowo przez wtapianie w pas linek stalowych; cecha ta pozwala na zmniejszenie wymiarów przekładni. Dla polepszenia ich przyczepności stosuje się wykładziny ze skóry lub tkanin.

Pasy stalowe, wykonywane z taśm o grubości $0,3 \div 1$ mm, są stosunkowo rzadko stosowane. Ich zaletą jest wysoka wytrzymałość, a podstawowymi wadami — duża sztywność giętą i mały współczynnik tarcia. Para-

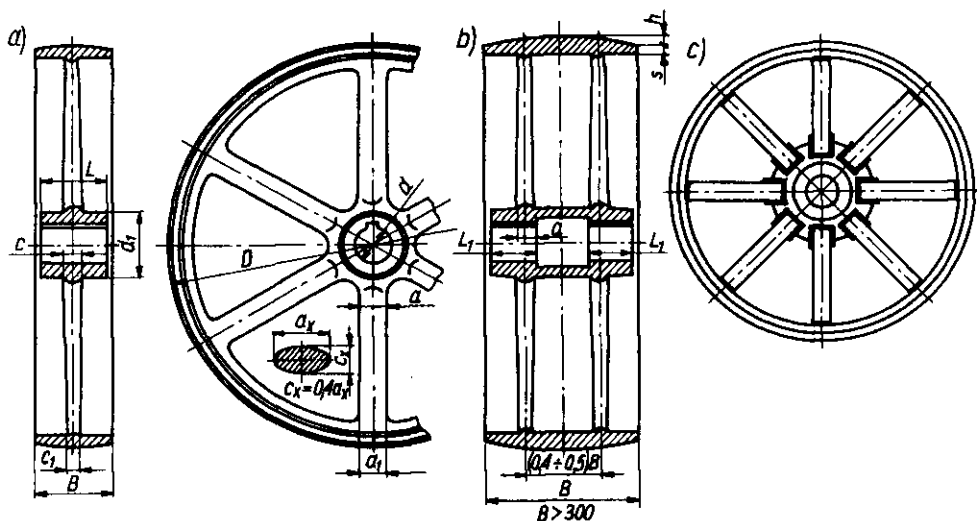


Rys. 13.5. Złącza pasowe: a, b) zszywane, c, d) z łącznikiem metalowym (c — półsżywnym, d — przegubowym) [3]

metry wytrzymałościowe (R_m , E , k_r , itd.) oraz zakres stosowania niektórych pasów podano w tabl. 13.1.

Niektóre pasy tekstylne (tkane) oraz pasy z tworzyw sztucznych są produkowane jako pasy bez końca, o określonych długościach handlowych. Pozostałe pasy mają końce łączone. Zależnie od przeznaczenia i materiału pasa stosuje się: zszywanie (trokiem lub dratwą) — czołowe (rys. 13.5a) lub na tzw. zakładkę gubioną (rys. 13.5b), klejenie lub zszywanie z klejeniem, łączenie za pomocą elementów metalowych różnego rodzaju, np. wg rys. 13.5c,d oraz dla taśm metalowych — spawanie lub zgrzewanie.

Koła pasowe. Konstrukcja kół pasowych zależy głównie od ich średnicy (podobnie jak konstrukcja kół zębatach). Małe koła wykonuje się jako pełne (do 100 mm) lub tarczowe z wybraniami (toczone z materiału pełnego lub z odkuwki). Duże koła, pracujące przy prędkościach obwodowych $v \leq 25$ m/s, odlewa się z żeliwa z pojedynczym (rys. 13.6a) lub podwójnym rzędem ramion (rys. 13.6b); przy większych prędkościach obwodowych stosuje się koła spawane (rys. 13.6c) z ramionami wykonanymi z rur lub z płaskowników.



Rys. 13.6. Koła pasowe: a, b) żeliwne, c) spawane [3,16]

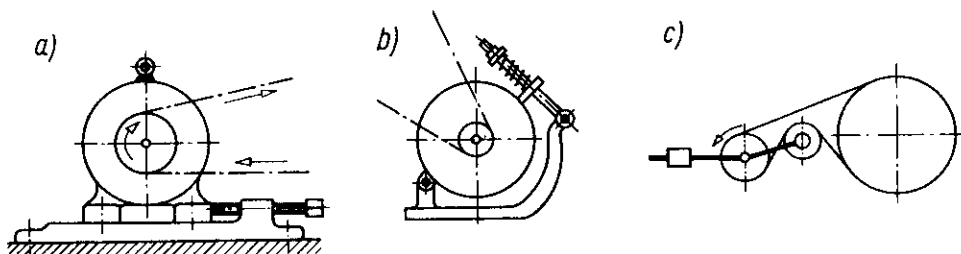
Koła pasowe pod pas płaski wykonuje się z wypukłością h powierzchni roboczej dla zabezpieczenia przed spadaniem pasa z koła. Przyjmuje się $h = (0,01 \div 0,02)B$. Najmniejsza zalecana grubość wieńca koła z brzegu wynosi:

$$\begin{aligned} s &= 0,005D + (3 \div 5) \text{ mm dla kół żeliwnych,} \\ s &= 0,002(D + 2b) + 3 \text{ mm dla kół stalowych.} \end{aligned} \quad (13.1)$$

Szerokość wieńca koła B przyjmuje się najczęściej w zależności od szerokości pasa b , np. przy $b = (30 \div 90)$ mm — $B = b + 10$ mm, przy $b = (100 \div 275)$ mm — $B = b + 25$ mm oraz przy $b = (300 \div 550)$ mm — $B = b + 50$ mm.

Regulacja napięcia pasa. Materiały stosowane na pasy charakteryzują się małym modułem sprężystości wzdłużnej E , zatem pod wpływem obciążenia (napięcia wstępnego i roboczego) po pewnym okresie pracy występuje wydłużenie pasa wskutek trwałych odkształceń. Dla utrzymania możliwie stałego naciągu pasa stosuje się okresową lub ciągłą regulację napięcia.

Regulację okresową można uzyskać: przez skracanie i powtórne łączenie pasa, odsuwanie koła pasowego (silnika) na saniach z zastosowaniem śrub nastawczych (rys. 13.7a) lub przez zastosowanie krążków napinających (rys.



Rys. 13.7. Regulacja napięcia pasa: a) okresowa, b, c) ciągła [3]

13.2b,c) o regulowanym przesuwie. Regulację ciągłą uzyskuje się przeważnie w wyniku przesuwu krążka napinającego pod działaniem ciężaru (rys. 13.7c) lub sprężyny oraz rzadziej — przez przesuw koła pasowego (rys. 13.7b).

W przypadku dużych rozstawień osi kół część bierna pasa powinna być na górze (rys. 13.2a) i wówczas występuje tzw. regulacja zwisowa, przy której napięcie pasa reguluje jego ciężar.

13.3. Obliczanie przekładni z pasem płaskim

W obliczaniu przekładni jako podstawę przyjmuje się ogólne założenia, którymi są: moc P_1 i prędkość obrotowa n_1 (na kole napędzającym), wartość przełożenia oraz materiał pasa. Według założonych wartości oblicza się wymiary przekładni (średnice kół i ich rozstawienie) oraz wymiary pasa. Przekładnie pasowe pracują przeważnie jako zwalniające, stąd obliczenia omówione są dla przekładni o $i > 1$.

Obliczanie przekładni. Podobnie jak w przekładniach ciernych, przełożenie przekładni pasowej wyznacza się z uwzględnieniem poślizgu sprężystego pasa

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2 + g}{(D_1 + g)(1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \quad (13.2)$$

gdzie: g — grubość pasa,

ε — poślizg sprężysty (w warunkach normalnych $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$).

Wymiary średnic obliczeniowych ustala się na osi obojętnej pasa ($D + g$), przy czym w obliczeniach wstępnych i przybliżonych grubość pasa g można pominąć ze względu na mały stosunek g/D .

Średnice obu kół przekładni można przyjmować wg założeń konstrukcyjnych dla projektowanego urządzenia (bez ich obliczania). Ponieważ o pracy przekładni decydują parametry na kole D_1 (napędzającym — mniejszym), średnicę tego koła można również obliczać z zależności

$$D_1 = (0,2 \div 0,3) \sqrt{\frac{D_1}{g}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{n_1 \cdot k_r}} \quad (13.3)$$

w której:

D_1 — orientacyjna wartość średnicy małego koła,

$\frac{D_1}{g} = (1 \div 2) \cdot \left(\frac{D_1}{g}\right)_{\min}$; wartości $\left(\frac{D_1}{g}\right)_{\min}$ są podane w tabl. 13.1.

P_1 — moc przenoszona w kW,

K — współczynnik przeciążenia zalecany dla przekładni pasowych (tabl. 13.2),

k_r — naprężenia dopuszczalne dla materiału pasa (tabl. 13.1).

Tablica 13.2

Współczynnik przeciążenia K w przekładniach pasowych

Rodzaj obciążenia	Typ maszyny roboczej	K
ruch zupełnie równomierny	niewielkie wentylatory i dmuchawy, generatory elektryczne	1,0 ÷ 1,1
ruch niemal zupełnie równomierny; rozruch łatwy (obciążenie do 120%)	pompy i sprężarki wirowe i rotacyjne, wirówki, drobne obrabiarki, przenośniki taśmowe	1,1 ÷ 1,2
ruch normalny, obciążenie robocze z nieznacznym przeciążeniem	obrabiarki średniej wielkości, młyny zbożowe, obrabiarki do drewna	1,2 ÷ 1,25
ruch nierównomierny; dość częste włączanie; rozruch utrudniony (obciążenie do 150%)	obrabiarki automatyczne, pompy i sprężarki tłokowe wielocylindrowe, przenośniki łańcuchowe	1,25 ÷ 1,3
ruch nierównomierny, bardzo częste włączanie; rozruch średni (obciążenie do 200%)	obrabiarki ciężkie, krosna, maszyny przędzalnicze	1,3 ÷ 1,4
ruch bardzo nierównomierny; rozruch ciężki (obciążenie do 300%)	pompy i sprężarki tłokowe jedno- i dwucylindrowe, prasy	1,4 ÷ 1,6
ruch bardzo nierównomierny, silne wahania obciążenia, częste zmiany kierunku ruchu	młyny, łamacze, kruszarki, gniotowniki, nożyce, koparki, dźwigi i wyciągi pionowe	1,6 ÷ 2,0
obciążenie robocze z dużymi przeciążeniami o charakterze uderowym	ciężkie walcarki, młoty	2,0 ÷ 2,5

Obliczone średnice obu kół zaokrągla się do wartości znormalizowanych.

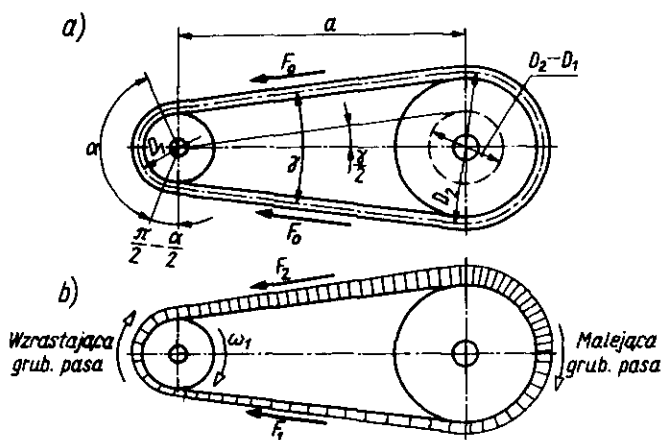
Wprowadzenie do wzoru 13.3 współczynnika K stosowane jest w celu zabezpieczenia się przed poślizgiem trwałym pasa, występującym podczas chwilowych przeciążeń.

Prędkość pasa jest ograniczona jego własnościami wytrzymałościowymi i wynosi $30 \div 60$ m/s (v_{max} w tabl. 13.1). Po założeniu średnic kół należy zatem sprawdzić prędkość pasa; gdy przekracza ona v_{max} , należy średnice te odpowiednio zmniejszyć. Jak już podkreślano, wymiary przekładni mają wpływ na wymiary projektowanych urządzeń, przy przenoszeniu mniejszych mocy dąży się do uzyskania małych prędkości pasa i małych wymiarów przekładni. W przekładniach przenoszących duże moce oraz szybkoobrotowych wskazane jest stosowanie prędkości bliskich v_{max} , zatem średnicę koła D_1 można wyznaczyć bezpośrednio z wzoru

$$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \leq v_{1max} \quad (13.4)$$

Odległość osi kół pasowych jest w zasadzie dowolna i jest ustalana według założeń konstrukcyjnych. W konstrukcjach maszynowych przyjmuje się dla pasów płaskich przeważnie $a \approx (1,5 \div 2)(D_1 + D_2)$

Długość pasa. Napięcie pasa. Do podstawowych parametrów geometrycznych przekładni pasowej otwartej z pasem płaskim (rys. 13.8) zalicza się: kąt opasania α na małym kole, kąt γ rozwarcia cięgien, rozstawienie osi kół a , długość pasa napiętego w czasie spoczynku L (wynikającą z wymiarów przekładni), mierzoną po osi obojętnej pasa, oraz średnice obliczeniowe kół D_1 i D_2 .



Rys. 13.8. Przekładnia pasowa: a) w stanie spoczynku, b) w ruchu

Kąt opasania wyznacza się następująco:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2a}$$

ponieważ

$$\frac{\alpha}{2} = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2} \right) = \frac{\pi}{2} - \frac{\gamma}{2}$$

zatem

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2a} \quad (13.5)$$

Długość pasa L oblicza się jako sumę długości odcinków prostoliniowych i długości odcinków opasujących koła

$$L = 2a \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \gamma(D_2 - D_1) \quad (13.6)$$

Dla pasów płaskich zalecana wartość kąta opasania na małym kole wynosi $\alpha \geq 120^\circ$, tj. $\frac{2}{3}\pi$ rad.

Cięgno znajdujące się w stanie spoczynku (i przy ruchu jałowym) jest napięte równomiernie z siłą napięcia wstępnego F_o (rys. 13.8a) i wówczas naprężenia w pasie wynoszą

$$\sigma_o = \frac{F_o}{S} \quad (13.7)$$

gdzie S — przekrój pasa.

Dla uzyskaniażądanego napięcia wstępnego (w ramach odkształceń sprężystych pasa) przed założeniem na koła pas powinien być krótszy o wielkość ΔL , którą wyznacza się zgodnie z prawem Hooke'a wg wzoru

$$\Delta L = L - L_o = \frac{F_o \cdot L_o}{E \cdot S} \quad (13.8)$$

w którym:

E — moduł sprężystości wzdłużnej pasa,

L_o — swobodna długość pasa przed jego montażem.

Zależność 13.8 można przekształcić, uzyskując wzór na długość pasa L_o , potrzebną dla uzyskania odpowiedniego napięcia w przekładniach o stałym rozstawieniu osi kół

$$L_o = \frac{L \cdot E \cdot S}{E \cdot S + F_o} \quad (13.9)$$

Po uruchomieniu przekładni, wskutek powstania sił tarcia między pasem i powierzchnią kół, wartość napięcia pasa zmienia się.

Część czynna cięgna (nachodząca na koło czynne) — zwana dalej cięgnem czynnym — jest dodatkowo rozciągana i napięcie rośnie w niej od F_o do F_1 ; w części biernej cięgna (w cięgnie biernym) napięcie maleje do wartości F_2 . Efekt działania napięć F_1 i F_2 pokazano obrazowo na rys. 13.8b. Porównując wartości napięć w obu cięgnach (czynnym i biernym) w czasie spoczynku i podczas ruchu, można łatwo obliczyć, że $F_o = 0,5(F_1 + F_2)$.

Napięciem użytecznym F_u^*) nazywa się różnicę napięć F_1 i F_2

$$F_u = F_1 - F_2 = F \quad (13.10)$$

Napięcie użyteczne stanowi siłę obwodową F , według której określa się wartość momentu obrotowego przenoszonego przez pas.

Przenoszona moc oblicza się z zależności

$$P_1 = F \cdot v_1 = F_u \cdot v_1 \quad (13.11)$$

$$[P_1] = \text{N} \cdot \text{m/s} = \text{W}$$

a moc obliczeniową (z uwzględnieniem strat energii i przeciążenia) równą mocy silnika — z wzoru

$$P = \frac{K \cdot P_1}{\eta} = \frac{K \cdot F_u \cdot v_1}{\eta} \quad (13.12)$$

gdzie η — sprawność przekładni pasowej; dla przeciętnych warunków pracy $\eta = 0,94 \div 0,98$.

Podstawą do obliczania napędów cięgowych jest wzór Eulera (stosowany również dla hamulców taśmowych), określający stosunek napięć w cięgnię czynnym i biernym

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (13.13)$$

w którym:

e — podstawa logarytmu naturalnego ($e \approx 2,7182$),

μ — współczynnik tarcia między pasem i kołem (wg tabl. 13.1),

α — kąt opasania dla koła mniejszego (w radianach).

Dla uproszczenia zapisu często wprowadza się wartość: $m = e^{\mu\alpha}$ i wówczas $F_1 = F_2 \cdot m$.

Z podanej zależności wynika, że znając wartość siły obwodowej ($F = F_u$), jaką powinna przenosić dana przekładnia pasowa, oraz wartość m (dla ustalonego kąta α i współczynnika tarcia μ), można łatwo obliczyć wartości poszczególnych napięć:

$$F_1 = F \cdot \frac{m}{m-1} \quad (13.14)$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{m-1} \quad (13.15)$$

$$F_o = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F_u}{2} \cdot \frac{m+1}{m-1} \quad (13.16)$$

*) Oznaczenia napięć: F_o , F_1 , F_2 , F_u przyjęto w podręczniku dla zachowania jednolitego oznaczania sił (F) i pola przekroju (S). W literaturze przedmiotu napięcia te są przeważnie oznaczane przez: S_o , S_1 , S_2 , S_u , a wówczas oznaczeniem pola przekroju pasa jest litera A .

Wytrzymałość pasów. Naprężenia w pasie są wywołane działaniem sił (napieć) rozciągających, zginających oraz sił bezwładności, powstających pod wpływem siły odśrodkowej.

Naprężenia rozciągające, powstające pod wpływem napięcia F_1 oblicza się z ogólnej zależności

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S} \quad (13.17)$$

Naprężenia zginające występują w pasie w czasie jego wejścia i schodzenia z koła pasowego. Zakładając, że odkształcenia wywołane zginaniem mieszczą się w granicach odkształceń sprężystych, wartość naprężeń zginających w pasie można obliczać na podstawie prawa Hooke'a

$$\sigma_g = E_g \cdot \frac{g}{D+g} \approx E_g \cdot \frac{g}{D} \quad (13.18)$$

gdzie E_g — moduł sprężystości pasa przy zginaniu (tabl. 13.1).

Przyjmując wartość przybliżoną wzoru 13.18, otrzymuje się większą wartość naprężeń zginających w granicach kilku %, a zatem wpływa to korzystnie na obliczanie wytrzymałości pasa. Z zależności 13.18 wynika, że największe naprężenia zginające występują na małym kole. W celu zabezpieczenia pasa przed zbyt dużymi naprężeniami, a tym samym przed zbyt szybkim zużyciem, należy dążyć do tego, aby stosunek g/D był możliwie mały.

Obciążeniem powodującym powstanie w pasie dodatkowych naprężeń rozciągających są siły bezwładności (siły odśrodkowe) F_b . Do obliczania napięcia pasa siłą F_b oraz naprężeń z nią związanych służą zależności:

$$F_b = \delta \cdot S \cdot v^2 \text{ w N} \quad (13.19)$$

oraz

$$\sigma_b = \frac{F_b}{S} = \delta \cdot v^2 \text{ w Pa} \quad (13.20)$$

w których: δ — gęstość materiału pasa w kg/m^3 ,

S — pole przekroju pasa w m^2 ,

v — prędkość pasa w m/s .

Wartość naprężeń σ_b wywiera duży wpływ na wytrzymałość pasa przy $v > 30 \text{ m/s}$. Przy prędkościach $v \leq 10 \text{ m/s}$ naprężenia te (w stosunku do σ_1 i σ_g) są bardzo małe i można je pominąć.

Naprężenia występujące wskutek rozciągania pasa (σ_1 i σ_b) oraz jego zginania ($\sigma_{g \max}$) są naprężeniami normalnymi, zatem warunek wytrzymałościowy pasa przyjmuje postać

$$\sigma_2 = \sigma_1 + \sigma_{g \max} + \sigma_b \leq k_r \quad (13.21)$$

Wartości naprężeń dopuszczalnych dla materiału pasów są podane tabl. 13.1.

Zdolność napędowa przekładni pasowej. Mianem zdolności napędowej określa się zdolność pasa do przeniesienia takiego maksymalnego obciążenia, przy którym w czasie pracy nie wystąpią poślizgi trwałe. W praktyce pas może być niedociążony (w warunkach biegu jałowego lub przy obciążeniu mniejszym niż założone w obliczeniach) i wówczas zdolność napędowa przekładni jest niewykorzystana. Przy przeciążeniu pasa (powyżej zdolności napędowej) pas nie przeniesie większej mocy, natomiast wskutek przeciążenia wystąpią poślizgi trwałe.

Do sprawdzania stopnia wykorzystania zdolności napędowej stosuje się obliczanie tzw. współczynnika napędu φ , określanego z zależności

Tablica 13.3

Tok projektowania przekładni pasowej otwartej z pasem płaskim

Lp.	Tok projektowania	Według	Uwagi*)
1	Założenia ogólne P_1 , n_1 , i , mat. pasa, rodzaj przekładni.	—	
2	Założyć $\left(\frac{D_1}{g}\right)_{\min}$, k_r , K , μ .	tabl. 13.1, 13.2	
3	Obliczenie D_1 , dobór D_2 (wg i)	wzór 13.3	
4	Obliczenie g , dobór g , b (wg norm).	$g = \frac{D_1}{\left(\frac{D_1}{g}\right)_{\min}}$	
5	Założyć ε . Obliczenie i z uwzględnieniem poślizgu.	wzór 13.2	
6	Założyć a .	$a \approx (1,5 \div 2)(D_1 + D_2)$	
7	Obliczenie γ , $\frac{\alpha}{2}$, L .	wzór 13.5, 13.6	
8	Obliczenie v_1	wzór 13.4	
9	Sprawdzenie G .	wzór 13.23	Gdy $G > G_{\max}$, zwiększyć L .
10	Obliczenie F .	$M = 9550 \frac{P_1}{n_1}$ $F = 2M/D_1$	
11	Sprawdzenie F_{σ} .	wzór 13.11	
12	Obliczenie F_1 i F_2	wzór 13.14, 13.15	
13	Sprawdzenie wsp. napędu	wzór 13.22	Gdy $\varphi > \varphi_{gr}$ — zmniejszyć L i α , aby zmniejszyć $e^{\mu\alpha}$. Gdy $\delta_g > k_r$ — zmiana w p. 3 itd.
14	Obliczenie i sprawdzenie wytrzymałości pasa.	wzór 13.17 ÷ 13.21	
15	Obliczenie F_o .	$F_o = 0,5(F_1 + F_2)$	
16	Ustalenie L_o .	wzór 13.9	

*) Wg wskazówek podanych w rubr. „Uwagi” — przy niespełnionych warunkach i wykonaniu wskazanych zmian należy wykonać powtórnie niezbędne obliczenia, podane w poprzednich punktach.

$$\varphi = \frac{F_u}{F_1 + F_2} \leq \varphi_{gr} \quad (13.22)$$

Wartości graniczne współczynnika napędu są określane doświadczalnie. Ogólnie dla pasów płaskich przyjmuje się $\varphi_{gr} = 0,4 \div 0,6$; pas pracujący przy φ bliskim wartości φ_{gr} zapewnia otrzymanie największej sprawności przekładni.

Trwałość pasa. Trwałością (żywotnością) pasa nazywa się jego zdolność do długotrwałej pracy bez objawów zużycia. Miernikiem trwałości będzie zatem taka liczba obiegów pasa, po której wystąpią w nim początkowe oznaki zniszczenia zmęczeniowego w postaci drobnych pęknięć i wykruszeń pasa.

W trakcie jednego całkowitego obiegu pasa, stanowiącego cykl zmian naprężeń, występują w nim różne rodzaje i wartości naprężeń, określane ogólnie jako naprężenia zmienne tętniące. Wyznaczając częstotliwość pełnych obiegów jako stosunek prędkości v pasa do jego długości L oraz określając liczbę przegięć jako równą liczbę kół pasowych oraz krążków kierujących i napinających z , można obliczyć trwałość pasa z zależności

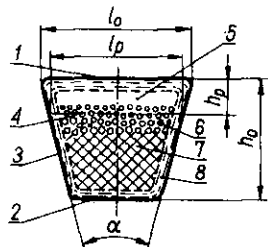
$$G = z \cdot \frac{v}{L} \leq G_{max} \quad (13.23)$$

Wartości największej dopuszczalnej częstotliwości zginania G_{max} są ustalane doświadczalnie (tabl. 13.1).

Orientacyjny tok projektowania przekładni pasowej otwartej z pasem płaskim jest podany w tabl. 13.3.

13.4. Przekładnie pasowe z pasami klinowymi, okrągłymi i zębatymi

Rodzaje przekładni i pasów. Przekładnie pasowe z pasami klinowymi są otwarte i mogą pracować w dowolnym położeniu (w układzie poziomym, pionowym lub skośnym). Najprostszą przekładnię tworzą dwa koła rowkowe, opasane pasem klinowym. W napędach maszyn stosuje się przeważnie przekładnie składające się z kół wielorowkowych i odpowiedniej liczby równoległych pasów.



Rys. 13.9. Przekrój i budowa pasa klinowego

Pasy klinowe mają przekrój trapezowy (rys. 13.9) i są wykonywane jako pasy bez końca. Pasy te składają się z warstwy nośnej 6, wykonanej z włókien o dużej wytrzymałości, linek poliamidowych, a nawet stalowych, z warstwy podatnej 7 (ściskanej) z gumy lub kauczuku oraz warstwy tkaninowo-gumowej 5 (rozciąganej). Całość jest owinięta zawul-

kanizowaną taśmą płócienną lub kordową 8. Budowa taka zapewnia dużą wytrzymałość, giętkość i przyczepność oraz małą rozciągliwość pasa. W pasie wyróżnia się powierzchnie (rys. 13.9): zewnętrzną — 1, wewnętrzną — 2, boczną — 3, skuteczną — 4 oraz wymiary: $l_o(h_o)$ — szerokość (wysokość) i l_p — szerokość skuteczną.

Zarówno pasy klinowe, jak i wieńce kół rowkowych są znormalizowane. Rozróżnia się 6 wielkości przekroju pasów, oznaczonych: Z, A, B, C, D, E (PN-86/M-85200) i odpowiednie wielkości rowków w kołach (PN-66/M-85202), których wymiary są podane w tablicy 13.4.

Tablica 13.4

Zestawienie wymiarów pasów klinowych i wieńców kół do pasów klinowych (wg PN-66/M-85201 i PN-66/M-85202)

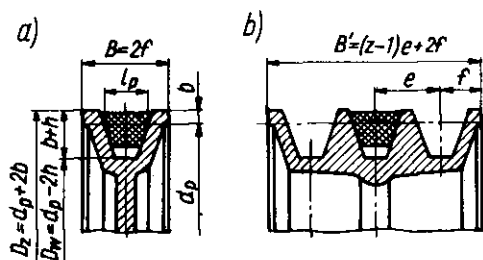
Oznaczenie wielkości przekroju pasa	Szerokość skuteczną pasa i rowka w wieńcu l_p	Wymiary przekroju pasa			Wymiary wieńca koła rowkowego ³⁾					
		$l_o^{1)}$	$h_o^{1)}$	h_p	$b^{2)}$	$h^{2)}$	e		f	
Z	8,5	10	6	2	2,5	7	12	$\pm 0,3$	8	+1
A	11	13	8	3	3,3	8,7	15	$\pm 0,3$	10	+2 -1
B	14	17	11	3,5	4,2	10,8	19	$\pm 0,4$	12,5	
C	19	22	14	4,5	5,7	14,3	22,5	$\pm 0,5$	17	
D	27	32	19	7	8,1	19,9	37	$\pm 0,6$	24	+3 -1
E	32	38	25	8	9,6	23,4	44,5	$\pm 0,7$	29	+4 -1

Uwagi: wymiary nominalne,

2) najmniejsze wartości nominalne,

3) wartość kąta zarysu rowka α jest równa 38°, 36° lub 34°, zależnie od średnicy skutecznej d_p koła i typu wielkości przekroju pasa (p. norma PN-66/M-85202).

Pasy klinowe wykonuje się o kącie rozwarcia $\alpha = 40^\circ$, a rowki w kole — o kącie $\alpha = 38^\circ, 36^\circ$ lub 34° . Zasady doboru odpowiednich kół są omówione w normie PN-66/M-85202.

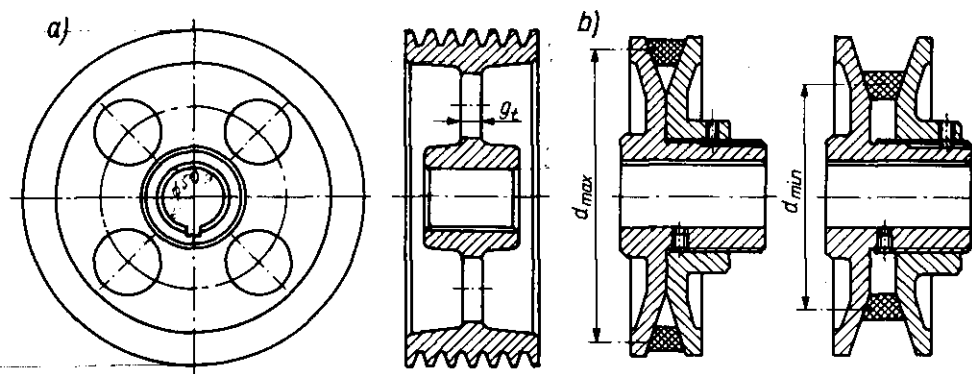


Rys. 13.10. Kształty i wymiary koła pasowego rowkowego: a) z jednym rowkiem, b) z kilkoma rowkami [19]

Koła pasowe rowkowe. Konstrukcję wieńca kół pasowych rowkowych z jednym i kilkoma rowkami podano na rys. 13.10. Wymiary rowków są tak dobrane, aby pas nie wystawał poza średnicę zewnętrzną koła D_z oraz aby pod obciążeniem nie opierał się o dno rowka. Koła pasowe rowkowe wykonuje się o różnych kształtach piasty i tarczy lub ramion łączących piastę z wieńcem.

Jedno z rozwiązań konstrukcji koła tarczowego podano na rys. 13.11a.

Regulacji napięcia pasa w przekładniach z pasami klinowymi dokonuje się przeważnie w sposób podany na rys. 13.7a. Jeżeli zmiana wartości przełożenia w pewnych granicach nie wpływa niekorzystnie na pracę napędzanych urządzeń, można stosować koła z nastawną średnicą (rys. 13.11b) — zwiększając ją od d_{min} do d_{max} w miarę wydłużania się pasa.

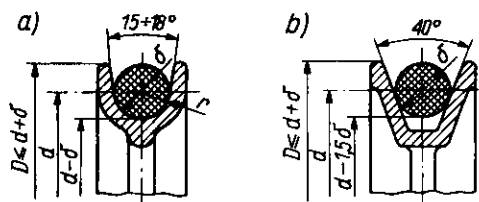


Rys. 13.11. Koła pasowe do pasów klinowych: a) wielorowkowe, b) jednorowkowe składane z regulowaną średnicą [3, 19]

Wszystkie koła pasowe powinny mieć powierzchnie robocze bardzo gładkie. Większość kół pasowych jest osadzana na końcowych czopach wałów (poza łożyskami) i w takich przypadkach należy szczególnie zwracać uwagę, aby koła te były jak najlżejsze (przy zachowaniu warunków wytrzymałościowych) oraz starannie wyrównane.

Przekładnie z pasami okrągłymi są stosowane wyłącznie do przenoszenia bardzo małych mocy, a więc w przypadkach, gdy zależy nam przede wszystkim na otrzymaniu przekładni o lekkiej budowie i stosunkowo niewielkich wymiarach. Pasy okrągłe są wykonywane z nici bawełnianych, tworzyw sztucznych poliamidowych lub ze skóry; średnice pasów wynoszą $3 \div 10$ mm.

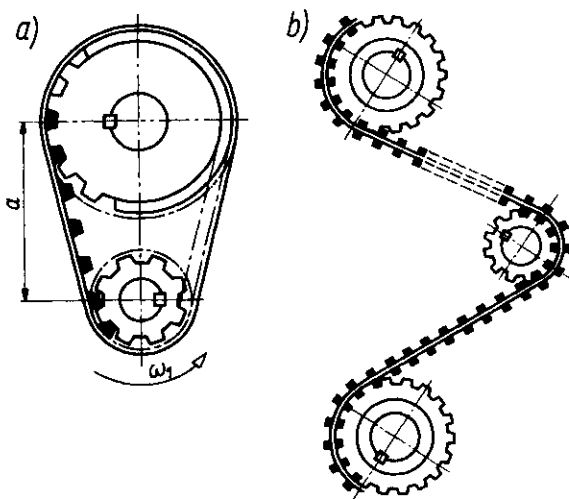
Stosuje się koła z rowkiem półokrągłym o promieniu równym promieniowi pasa lub koła z rowkiem trapezowym o kącie rozwarcia 40° (rys. 13.12).



Rys. 13.12. Koła pasowe do pasów okrągłych [19]

Przekładnie z pasami zębatymi (rys. 13.13) stanowią specjalną odmianę przekładni pasowych, ponieważ pasy są powiązane kształtowo z kołami, co upodabnia je do przekładni łańcuchowych. Przekładnie te nie wymagają wstępnego napinania pasa i pozwalają na uzyskanie przełożeń do $i = 30$. Przy $i > 3,5$ duże koło może być gładkie. Pasy dwustronnie uzębite (rys. 13.13b) współpracują z kilkoma kołami zębatymi w układach wymagających dwustronnego zazębienia.

Pasy zębate wykonuje się ze sztucznej gumy (np. neoprenowej) lub z poliuretanu, odznaczających się bardzo dobrymi właściwościami sprężystymi i odpornością chemiczną. Warstwę nośną w tych pasach stanowią linki stalowe lub poliamidowe.



Rys. 13.13. Przekładnie z pasem zębatym [16]

13.5. Obliczanie przekładni z pasami klinowymi

Zależności podane dla obliczania przekładni z pasami płaskimi obowiązują w zasadzie bez zmian również dla przekładni z pasem klinowym. Drobne różnice w obliczeniach wynikają jedynie ze specyfiki tych przekładni i przedstawiają się następująco:

- zamiast średnic kół gładkich podstawia się we wzorach średnice skuteczne d_p (tabl. 13.4);
- zamiast współczynnika tarcia μ wprowadza się do wzorów pozorny współczynnik tarcia μ' , ze względu na klinowy kształt pasa

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\beta}{2}} \quad (13.24)$$

we wzorze tym β — kąt zarysu rowka na kole ($\beta = 40^\circ$);

- kąt opasania α na małym kole przyjmuje się już powyżej 70° (dla pasów płaskich — powyżej 120°), co wynika m.in. z mniejszych odległości osi;
- odległość osi przyjmuje się orientacyjnie w granicach $0,5(d_{p1} + d_{p2}) + 50 \text{ mm} < a \leq 2(d_{p1} + d_{p2})$;
- dla pasów klinowych przyjmuje się współczynnik napędu $\varphi_{gr} = 0,5 \div 0,7$ oraz dopuszczalną częstotliwość zginania $G_{max} = 20 \div 40 \text{ s}^{-1}$.

Drugą metodą obliczania przekładni z pasami klinowymi jest dobór pasów wg PN. Podstawę doboru stanowią współczynniki (ustalone doświadczalnie) i wzory podane w normach.

Doboru pasów i zaprojektowania przekładni dokonuje się wówczas następująco:

1. Na podstawie założeń konstrukcyjnych przyjmuje się wstępnie średnice skuteczne d_{p1} i d_{p2} (wg znanego przełożenia oraz wg PN-66/M-85202).
2. W zależności od wartości przełożenia przyjmuje się współczynnik k_1 ($k_1 = 1$ dla $i \approx 1$ do $k_1 = 1,15$ przy $0,55 < i < 1,8$) oraz oblicza się średnice równoważne: $D_e = d_{p1} \cdot k_1$ (wg PN-67/M-85203).
3. Na podstawie zaleceń (wg PN-67/M-85203 oraz PN-66/M-85202) przyjmuje się odpowiednią wielkość pasa.
4. Oblicza się prędkość pasa v i dla danego pasa odczytuje się w tablicach PN-67/M-85203 wartość mocy P_1 przenoszonej przez jeden pas.
5. Liczbę pasów wyznacza się z zależności

$$z_1 = \frac{P \cdot k_T}{P_1 \cdot k_L \cdot k_\phi} \quad (13.25)$$

w której:

P — moc przenoszona przez przekładnię,

P_1 — 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 od warunków pracy ($k_T = 1 \div 1,8$),

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

(Dokładne wartości współczynników k_L , k_T , k_ϕ są podane w normie PN-67/M-85203).

6. Zakłada się odległość osi a ; po obliczeniu wartości kąta opasania α_1 i kąta rozwarcia cięgna γ oblicza się długość pasa L (wzór 13.6) i zaokrągla do najbliższej długości znormalizowanej.

7. Sprawdza się częstotliwość zginania pasa G . Jeżeli zależność 13.23 ($G \leq G_{max} = 40 \text{ s}^{-1}$) 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 wg omówionych norm oraz zakłada pozostałe wymiary kół wg zaleceń konstrukcyjnych.

Zastosowanie przekładni pasowych. Graniczne wartości cech użytkowych osiąganych w przekładniach pasowych (tabl. 11.1) wykazują, że zakres stosowania tych przekładni jest bardzo szeroki. Podane wartości nie są traktowane jako maksymalne — w indywidualnych konstrukcjach często osiąga się wyższe parametry, np. w wyniku stosowania nowych materiałów na pasy itp.

Do podstawowych zalet przekładni pasowych zalicza się:

- występowanie poślizgu pasa w przypadku chwilowych przeciążeń, co zabezpiecza przed zniszczeniem zarówno przekładni, jak i innych elementów urządzenia (np. silnika elektrycznego),
- możliwość tłumienia drgań i uderzeń.
- stosunkowo duża dowolność rozstawienia kół pasowych i osi wałów, a przy pasach płaskich półskrzyżowanych — również możliwość przeniesienia mocy przy kątowym ustawieniu osi wałów,
- możliwość przekazywania ruchu na duże odległości (przy pasach płaskich — nawet do 15 m),
- możliwość przekazywania ruchu na kilka kół, a w przypadku pasów klinowych — także przy pionowych osiach kół,
- możliwość wyłączenia napędu i zmiany kierunku ruchu obrotowego (przy pasach płaskich),
- możliwość uzyskania zmiennych przełożeń, zarówno skokowo (koła stopniowe), jak i w sposób płynny (wariatory),
- cicha praca,
- prosta i tania konstrukcja przekładni, łatwa obsługa.

Wśród wad przekładni pasowych wymienić należy:

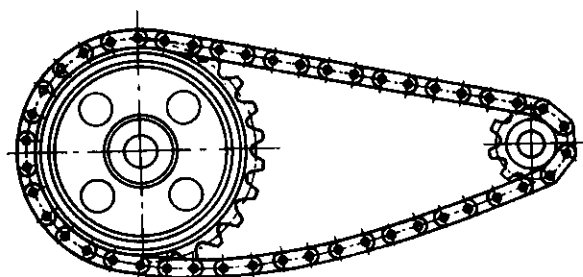
- wahania wartości przełożenia wskutek poślizgu pasa,
- wymagane napięcie pasa, co powoduje duże naciski na wały i łożyska,
- powstawanie trwałych odkształceń w pasach (wyciąganie pasów), co powoduje konieczność regulacji napięcia pasa oraz przyspiesza jego zużycie,
- wrażliwość większości materiałów pasów na wpływ różnych czynników, np. smarów, chemikaliów, wilgotności itd.,
- duże wymiary przekładni w porównaniu z przekładniami zębatymi.

Należy zwrócić uwagę, że w zależności od wymagań, jakie są stawiane przy projektowaniu maszyn i urządzeń, omawiane zalety mogą być wadami i odwrotnie (np. występowanie poślizgu).

13.6. Przekładnie łańcuchowe

Charakterystyka i zastosowanie. Przekładnia łańcuchowa składa się z dwóch lub więcej kół uzębionych i opasującego je łańcucha (rys. 13.14). Łańcuch jest ciągnem giętkim, które składa się z szeregu ogniów łączonych przegubowo, przy czym kształt ogniów 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 (ciągną metalowe) przy mniejszym obciążeniu łożysk i wałów, niż w przypadku przekładni ciernych i 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 (tabl. 11.1).



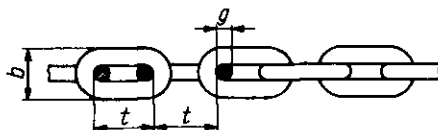
Rys. 13.14. Schemat przekładni łańcuchowej [3]

Do głównych wad tych przekładni zalicza się m.in. konieczność regulacji zwisu (możliwość spadania łańcucha), nieprzydatność do pracy przy nagłych nawrotach, możliwość nagłego zerwania się łańcucha w wyniku przeciążenia (przy utrudnionej obserwacji miejsc osłabionych), niezabezpieczenie innych mechanizmów napędzanego urządzenia od przeciążeń, dość hałaśliwa praca, konieczność smarowania i dość duży koszt. Wady te ograniczają często możliwość stosowania przekładni łańcuchowych.

Obecnie wiele wytwórni specjalizuje się w produkcji łańcuchów napędowych, co zapewnia coraz lepszą ich jakość, poprawę żywotności oraz stopniowe zmniejszanie wad przekładni łańcuchowych. Przekładnie te są stosowane w urządzeniach transportowych (np. w przenośnikach, wciągnikach i wyciągach), w maszynach i urządzeniach przemysłowych oraz w maszynach rolniczych, w motocyklach, rowerach itd. Dla uzyskania płynnej zmiany prędkości obrotowej stosuje się również wariatory łańcuchowe z bębniami stożkowymi rozsuwnymi; w wariatorach tych są stosowane łańcuchy o specjalnej konstrukcji.

Łańcuchy napędowe. W zależności od przeznaczenia rozróżnia się łańcuchy: nośne (dźwigowe), transportowe (podnośnikowe) oraz napędowe. Omówimy tylko te ostatnie.

Do napędów ręcznych wysoko znajdujących się mechanizmów (np. suwnic o napędzie ręcznym) stosuje się łańcuchy ogniwowe o ogniwach krótkich (PN-75/M-84540 — rys. 13.15). Ogniwa te są zgrzewane z drutu o średnicy $3 \div 6$ mm, a następnie kalibrowane. Wieniec koła łańcuchowego ma gniazdko o odpowiednim kształcie, co zapewnia właściwe prowadzenie łańcucha i obrót koła.



Rys. 13.15. Łańcuch ogniwowy [16]

Podstawową grupę łańcuchów napędowych stanowią łańcuchy płytkowe, których ogniwa składają się z cienkich płytek stalowych połączonych przegubowo ze sworzniami (ich budowa jest oparta na łańcuchu sworzniowym Galla, stosowanym od ponad 150 lat). Do głównych rodzajów zalicza się: łańcuchy sworzniowe (PN-74/M-84110), tulejkowe (PN-78/M-84176), rolkowe o podziałce zwykłej i wydłużonej (PN-78/M-84167 i PN-77/M-84168) oraz zębate (PN-74/M-84151).

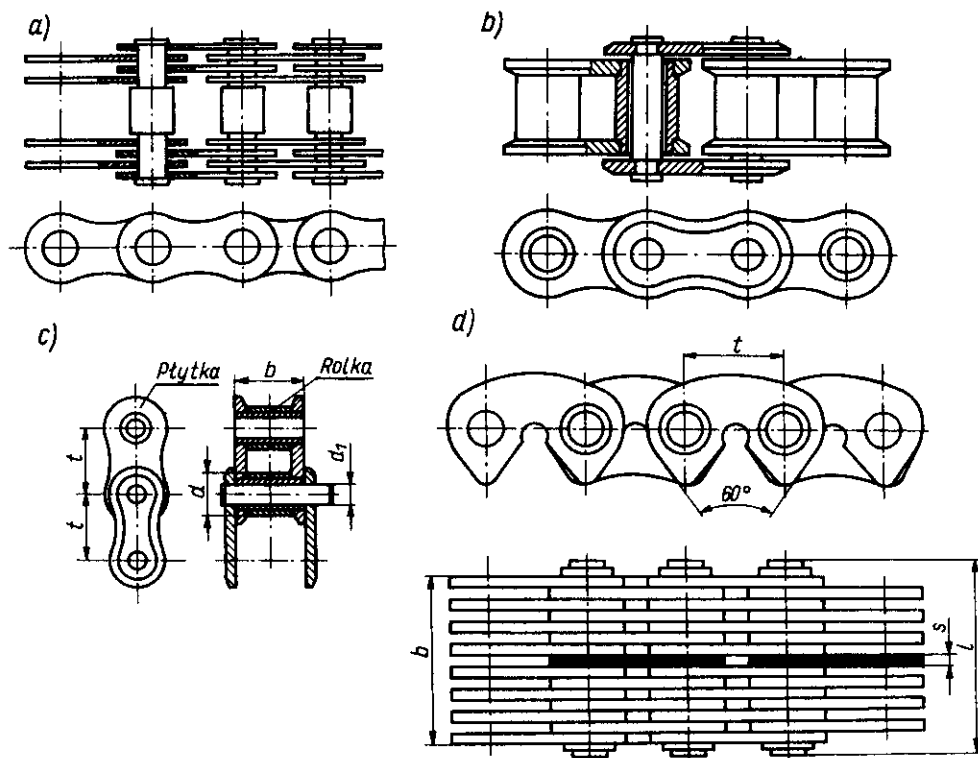
Łańcuchy sworzniowe (rys. 13.16a) składają się z płytek wewnętrznych osadzonych luźno na czopach sworzni oraz płytek zewnętrznych — na wcisk. Prędkość tych łańcuchów jest ograniczona do ok. 0,5 m/s — m.in. ze względu na szybkie zużywanie się przegubów — dlatego w napędach maszyn stosuje się je bardzo rzadko.

O wiele lepsze są łańcuchy tulejkowe (rys. 13.16b), w których na sworzniu jest osadzona obrotowo tulejka hartowana; płytki wewnętrzne są osadzone na wcisk na tulejce, a płytki zewnętrzne — również wciskowo na sworzniu. Łańcuchy te mogą pracować przy prędkościach v do 15 m/s (przeciętnie przy $v \leq 8$ m/s).

Łańcuchy rolkowe (rys. 13.16c) składają się na przemian z ogniwnymi wewnętrznymi i zewnętrznymi o konstrukcji podobnej do ogniwa łańcucha tulejkowego. Zasadniczą różnicę stanowi wprowadzenie dodatkowej rolki, obracającej się swobodnie względem tulejki osadzonej na sworzniu. Łańcuchy te charakteryzują się zwiększoną trwałością w stosunku do łańcuchów tulejkowych oraz mniejszym zużyciem uzębień w kołach.

Łańcuchy zębate (rys. 13.16d), zwane cichobieźnymi, stanowią odrębne rozwiązanie. Płytki w tych łańcuchach mają występy trapezowe, ząbujące się z kołami uzębionymi. Mają one dodatkowe płytki prowadzące (na rysunku zaczerńnione), wchodzące w wycięcia w zębach koła łańcuchowego i zabezpieczające łańcuch przed zsuwaniem się z koła. Ulepszoną odmianę stanowią łańcuchy z zębami o zarysie ewolwentowym, zapewniającym większą płynność biegu i zabezpieczającym przed nadmiernym spiętrzeniem naciśków. Łańcuchy zębate pracują ciszej od pozostałych, zmniejszają skutki uderzeń i wykazują lepszą sprawność, są jednak nieco cięższe i droższe.

Łańcuchy napędowe podane na rys. 13.16 mogą się różnić szczegółami



Rys. 13.16. Łańcuchy: a) sworzniowy, b) tulejkowy, c) rolkowy, d) zębaty [3.16]

konstrukcyjnymi (kształtem płytek, budową przegubów) zależnie od ich przeznaczenia, ustaleń wytwórców itd., jednak ogólne zasady ich budowy są takie same.

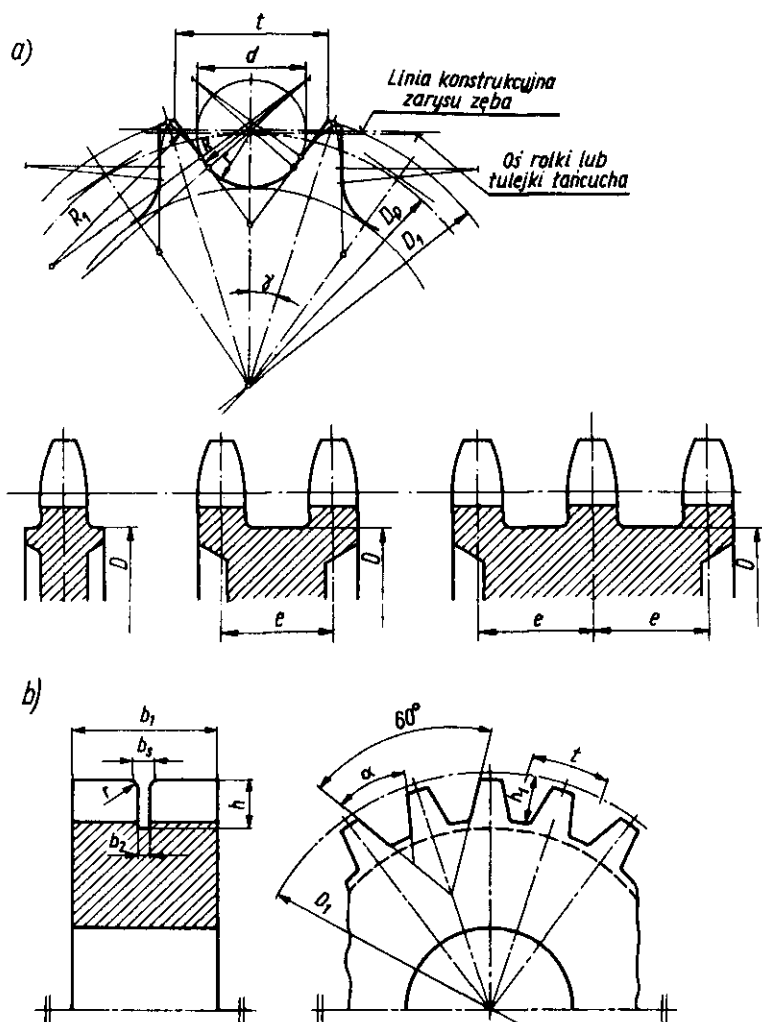
Łączenie łańcuchów w zamknięty obwód odbywa się za pomocą specjalnych ogniów złącznych. Ogniwa te mają dłuższy sworzeń z nakrętką, zatrzaskiem, zawleczką lub z drutem, umożliwiającą szybkie łączenie lub rozłączanie łańcucha. Przy nieparzystej liczbie ogniów w łańcuchu (co jest niewskazane) ogniwo złączne musi mieć płytki odpowiednio wygięte.

Elementy łańcuchów są wykonywane ze stali konstrukcyjnych wyższej jakości (lub ze stali stopowych) ulepszanych cieplnie (płytki) lub nawęglanych i hartowanych (sworznie, tulejki, rolki).

W celu zwiększenia trwałości łańcuchów powinny one być chronione od pyłu i (w miarę możliwości) innych zanieczyszczeń eksploatacyjnych. Ponadto łańcuchy powinny być *s m a r o w a n e*, aby uniknąć zbyt szybkiego wycierania się ich elementów. Sposoby smarowania zależą od warunków pracy łańcucha (praca bez osłon, z osłoną, w zamkniętej obudowie) i jego prędkości obwodowej. W przekładniach pracujących bez osłon i z niewielkimi prędkościami stosuje się smarowanie okresowe, natomiast w przekładniach

szybkobieżnych pracujących w obudowie — smarowanie ciągłe (rozbryzgo-
we, natryskowe, zanurzeniowe itp.).

Koła łańcuchowe. Na rysunku 13.17 przedstawiono niektóre zarysy
uzębień kół łańcuchowych. Kształt zębów powinien zapewniać m.in. speł-
nienie warunków eksploatacyjnych (minimalne zużycie zębów i przegubów
łańcucha, swobodne wejście i wyjście łańcucha z zazębienia, jak najdłuższą
współpracę) oraz wytrzymałościowych.



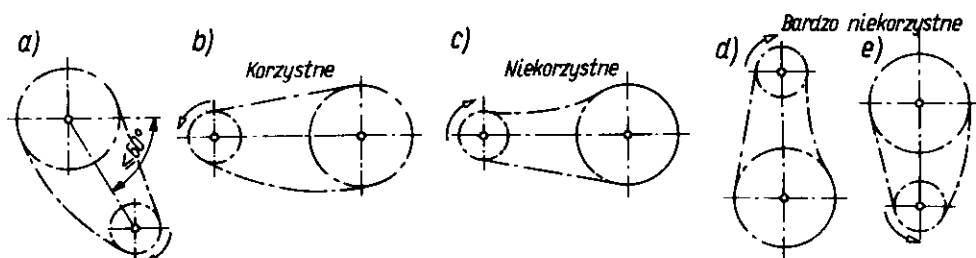
Rys. 13.17. Zarysy zębów kół do łańcuchów: a) tulejkowych lub rolkowych, b) zębatych [16]

Podobnie jak łańcuchy, również uzębienia kół łańcuchowych są znor-
malizowane. Koła do łańcuchów sworzniowych są objęte normą PN-73/M-
-84181, do łańcuchów tulejkowych i rolkowych — PN-73/M-84161 oraz do

łańcuchów zębatach — PN-74/M-84150. Ogólne zasady budowy kół pozo-
stają takie same, jak przy kołach zębatach i pasowych.

Koła łańcuchowe wykonuje się przeważnie ze stali konstrukcyjnych wyż-
szej jakości do nawęglania lub — przy lekkich warunkach pracy — z żeliwa,
tworzyw sztucznych itd.

Regulacja zwisu łańcucha. W odróżnieniu od przekładni pasowych
w przekładniach łańcuchowych nie wymaga się w zasadzie stosowania napię-
cia wstępnego. Prawidłowe napięcie wstępne łańcucha zapewnia zgodność
teoretycznej (według wymiarów przekładni) i rzeczywistej długości łańcucha,
przy czym dla zapewnienia dobrego układania się łańcucha na kołach wyma-
gany jest nieznaczny zwis, wynoszący $1 \div 2\%$ rozstawienia osi kół. W prak-
tyce napięcie uzyskuje się więc pod wpływem ciężaru łańcucha i korzystnego
ułożenia kół. Zgodnie z rys. 13.18 osie kół należy umieszczać w poziomie lub
pod niewielkim kątem do poziomu ($\leq 60^\circ$), przy czym korzystniej jest, gdy
część czynna ciągnąca jest na górze. Niedostateczne napięcie ciągną, powodują-
ce tendencje do spadania łańcucha, występuje przy pionowym ustawieniu
ciągną lub w przypadku wałów pionowych.



Rys. 13.18. Ustawienia płaszczyzny osi kół łańcuchowych: a, b) korzystne, c) niekorzystne, d, e) bardzo niekorzystne [3]

Regulacja zwisu łańcucha może być wykonana przez przesuwanie
osi jednego z kół (sposób korzystniejszy) lub zastosowanie rolek napi-
niających — podobnie jak przy regulacji napięcia pasów. Wyciąganie się
łańcucha jest wywołane głównie zużyciem przegubów, ponieważ tarcie
w przegubach powoduje ścieranie się czopów sworzni i otworów w płytkach
oraz w konsekwencji obniża zdolność łańcucha do przenoszenia obciążeń.
Dla przedłużenia żywotności łańcucha usuwa się czasami ogniwa; ze względu
na bezpieczeństwo użytkowania dopuszcza się usunięcie maksymalnie dwóch
ogniw, czyli skrócenie łańcucha w granicach do 1,5%. W przypadku przekła-
dni łańcuchowych z regulowaną odległością osi (przez przesuwanie jednego
z kół) przy ustalaniu minimalnego rozstawienia kół należy zatem uwzględnić
możliwość zsunęcia kół o jedną podziałkę.

Obliczanie przekładni łańcuchowych. W przekładniach łańcuchowych
przy doborze liczby zębów należy uwzględnić następujące zalecenia:

- 1) liczba zębów w małym kole (z_1) nie może być zbyt mała, gdyż powoduje to pogorszenie warunków pracy przekładni (nierównomierność biegu, nadmierne obciążenia dynamiczne, hałas itd.),
- 2) liczba zębów w dużym kole (z_2) nie może być zbyt duża, ponieważ przy wydłużeniu łańcucha wskutek zużycia przegubów następuje częste zeska-kiwanie łańcucha z koła.

Zalecane liczby zębów w zależności od przełożenia są podane w tabl. 13.5. Z ich porównania wynika, że przełożenie przekładni łańcuchowej jest dodatkowo ograniczone przez z_{1min} oraz z_{2max} .

Tablica 13.5

Zalecana liczba zębów kół łańcuchowych [wg 21]

Rodzaj łańcucha	Małe koło (z_1)				Duże koło (z_{2max})
	przełożenie i				
	1 ÷ 2	2 ÷ 4	4 ÷ 6	> 6	
tulejkowy i rolkowy	31 ÷ 27	27 ÷ 23	23 ÷ 17	17 ÷ 11	100 ÷ 120
zębaty	35 ÷ 31	31 ÷ 27	27 ÷ 19	19 ÷ 17	120 ÷ 140

Podziałkę t łańcucha dobiera się wg katalogów wytwórców, przy czym dla przekładni szybkobieżnych zaleca się stosowanie możliwie małej podziałki. Największe wartości parametrów przekładni w zależności od podziałki łańcucha są podane w tabl. 13.6.

Tablica 13.6

Największe wartości parametrów przekładni łańcuchowych [wg 21]

Podziałka łańcuchowa		Łańcuch tulejkowy				Łańcuch zębaty	
		z_1			$\left(\frac{v}{L}\right)_{max}$	n_{max}	$\left(\frac{v}{L}\right)_{max}$
		15	23	31			
		n_{max}					
cale (")	mm	obr/min			s^{-1}	obr/min	s^{-1}
1/2	12,7	2300	2500	2600	15,0	3300	20
5/8	15,875	1900	2100	2200	12,5	2650	15,75
3/4	19,05	1350	1500	1550	8,75	2200	12,5
1	25,4	1150	1250	1300	7,5	1650	7,5
1 ¹ / ₄	31,75	1000	1100	1100	6,25	—	—
1 ¹ / ₂	38,1	750	800	850	5,0	1300	6,25
2	50,8	600	700	700	3,75	—	—

Średnicę podziałową kół łańcuchowych do łańcuchów tulejkowych i rolkowych wyznacza się z zależności (oznaczenia wg rys. 13.17a)

$$D_p = \frac{t}{\sin \gamma} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (13.26)$$

w której: z — liczba zębów koła łańcuchowego.

Odległość osi ustala się w zasadzie według założeń konstrukcyjnych. Należy jednak uwzględnić, że im mniejsza jest odległość osi, tym mniejszy jest kąt opasania α_1 na małym kole.

Dla przekładni łańcuchowej kąt ten powinien być większy od 120° ; przy tym założeniu przyjmuje się następujące odległości osi:
dla $i \leq 3$ oraz dla $i > 3$

$$a_{\min} = \frac{D_1 + D_2}{2} + (30 \div 50) \text{ mm} \quad a_{\min} = \frac{D_1 + D_2}{2} \cdot \frac{9 + i}{10} \quad (13.27)$$

gdzie D_1 i D_2 — średnice zewnętrzne kół łańcuchowych.

W praktyce często zaleca się $a = (30 \div 50)t$.

Długość L łańcucha i liczba ogniw m są związane zależnością

$$m = \frac{L}{t} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (13.28)$$

stąd $L = m \cdot t$

We wzorze 13.28 wykorzystano uproszczenie $\pi \cdot D \approx z \cdot t$, (obwód wieloboku o dużej liczbie boków bardzo mało różni się od obwodu koła).

Podobnie oblicza się średnią prędkość łańcucha

$$v \approx \frac{z \cdot t \cdot n}{60} \quad (13.29)$$

Obliczanie wytrzymałości łańcucha na zerwanie oraz na naciski powierzchniowe w przegubach wykonuje się wg zależności podanych w normie PN-81/M-84100, w której ogólne wzory zawierają dodatkowe współczynniki, związane m.in. z warunkami pracy przekładni.

Ponieważ w katalogu wytwórców podane są wartości sił zrywających F_r , zatem przy doborze łańcuchów wg katalogów wystarczy sprawdzenie zależności

$$x = \frac{F_r}{F} > x_R \quad (13.30)$$

w której:

x — obliczeniowy (rzeczywisty) współczynnik bezpieczeństwa,
 x_R — wymagany współczynnik bezpieczeństwa (zwykle $x_R = 5$ lub więcej),
 F_r — siła niszcząca łańcuch w czasie zrywania,
 F — obliczeniowa siła obciążająca łańcuch.

Wartość siły obwodowej wyznacza się wg wzoru

$$F = \frac{P \cdot K_1}{v} \quad (13.31)$$

w którym:

P — moc przenoszona przez łańcuch,

v — prędkość łańcucha,

K_1 — współczynnik warunków pracy przekładni.

Współczynnik K_1 przyjmuje się w granicach $0,63 \div 4,55$ (wg PN-81/M-84100), tym większy, im cięższe będą warunki pracy łańcucha.

Łańcuchy (podobnie jak pasy) nie powinny mieć zbyt dużej liczby obiegów na sekundę, dlatego należy je sprawdzać wg zależności

$$\frac{v}{L} \leq \left(\frac{v}{L} \right)_{\max} \quad (13.32)$$

Wartości $\left(\frac{v}{L} \right)_{\max}$ są podane w tabl. 13.6.

Przy doborze łańcuchów z aktualnych katalogów wytwórców należy sprawdzić zalecane parametry przekładni, ponieważ mogą one się różnić od podanych w podręczniku.

14. Sprzęgła

14.1. Rodzaje i charakterystyka sprzęgieł

Sprzęgłem nazywamy zespół układu napędowego maszyn, przeznaczony do łączenia wałów i przekazywania momentu obrotowego z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany) bez zmiany kierunku ruchu obrotowego. W ogólnym przypadku można określić, że sprzęgło składa się z członu czynnego, członu biernego i łącznika. Przez **człon** rozumie się zespół elementów sprzęgła osadzony na wale czynnym lub biernym, natomiast **łącznikiem** nazywa się części (kołki, śruby itd.) lub czynnik (np. ciecz), przekazujące moment obrotowy z członu czynnego na człon bierny. Łącznik określa zatem sposób przekazania momentu obrotowego i jednocześnie charakteryzuje dane sprzęgło.

Dzięki wynalazkowi sprzęgła — silniki, zespoły układu napędowego oraz mechanizmy robocze można wykonywać w postaci odrębnych zespołów maszyn i urządzeń, a następnie łączyć je w całość podczas montażu. Stosowanie różnych sprzęgieł umożliwia również spełnienie wielu innych zadań, które bez użycia tych sprzęgieł wymagałyby bardziej skomplikowanej konstrukcji maszyn lub nawet byłyby niemożliwe do zrealizowania.

Jeżeli można zapewnić dokładną współosiowość wałów — zarówno w czasie montażu, jak i pracy maszyny — wówczas stosuje się **sprzęgła sztywne**.

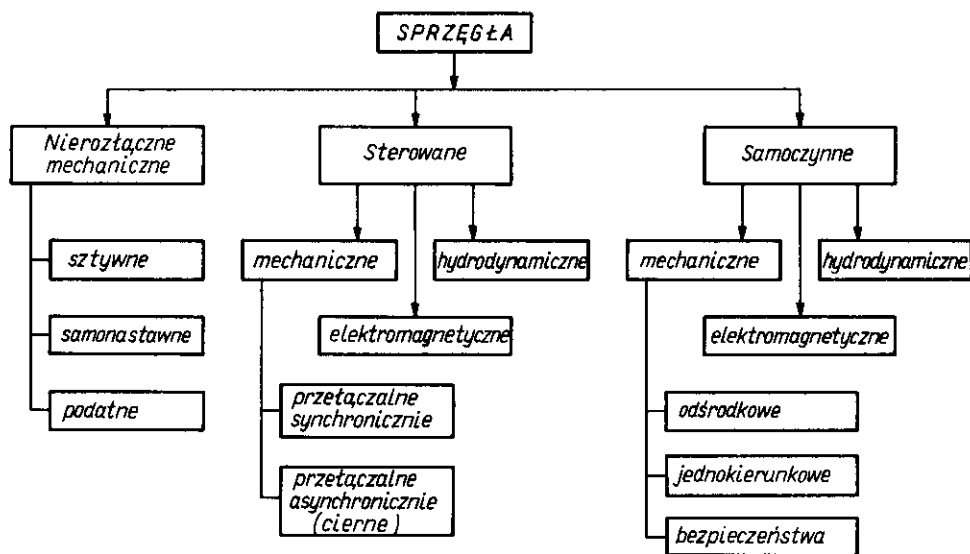
Jeśli przewiduje się trudności montażowe, a także zmiany położenia wałów w czasie eksploatacji urządzeń (np. w wyniku częściowego zużycia panwi łożysk ślizgowych), stosuje się **sprzęgła samonastawne**. Sprzęgła te mogą również likwidować skutki przesunięcia się wału wzdłuż jego osi lub np. wydłużenia pod wpływem wzrostu temperatury. Sprzęgła samonastawne **przegubowe** umożliwiają łączenie wałów, których osie przecinają się pod kątem ostrym.

Inne sprzęgła stanowią zabezpieczenie współpracujących urządzeń przed szkodliwymi skutkami nagłych przeciążeń (np. przy uruchamianiu maszyny) oraz przed przenoszeniem drgań (np. w samochodzie). Zadanie to wykonują **sprzęgła podatne**, a w przypadkach, gdy skutek wzrostu obciążenia powinno nastąpić rozłączenie wałów — **sprzęgła bezpieczeństwa**. Często są również stosowane **sprzęgła sterowane**, umożliwiające rozłączanie wałów bez zatrzymywania silnika lub przełączanie mechanizmów związanych ze zmianą prędkości obrotowej (por. rys. 11.4).

Ponadto istnieje czasami potrzeba stosowania sprzęgieł działających **sa-
moczynnie**, np. przy zmianie kierunku ruchu obrotowego, przy wzroście momentu obrotowego itd.

Podane zadania sprzęgieł nie wyczerpują wszystkich potrzeb i możliwości ich stosowania, ale już na tej podstawie można stwierdzić, że przy tak różnorodnych funkcjach istnieje bardzo wiele rodzajów sprzęgieł. Klasyfikacja sprzęgieł może być więc prowadzona według różnych kryteriów: zadań, rozwiązań konstrukcyjnych, sposobu włączania czy np. rodzaju łącznika przekazującego moment obrotowy.

Zarówno liczba rozwiązań konstrukcyjnych sprzęgieł stosowanych w praktyce, jak i różnorodność klasyfikacji uniemożliwiają szczegółowe omówienie różnych rodzajów tych mechanizmów. Dlatego w dalszej treści rozdziału zostaną omówione tylko sprzęgła mechaniczne; za podstawę ich podziału przyjęto klasyfikację według cech funkcjonalno-konstrukcyjnych, ujętą w normie PN-71/M-85250 (rys. 14.1). Przykłady sprzęgieł zostały dobrane w taki sposób, aby umożliwiały one zapoznanie się z większością zadań spełnianych przez sprzęgła. Należy również zwrócić uwagę, że wiele sprzęgieł spełnia równocześnie kilka zadań — a więc nie tylko zadania wynikające z umieszczenia ich w danej grupie klasyfikacyjnej (np. sprzęgła ze sprężyną wężykową, sprzęgła cierne tarczowe i inne).



Rys. 14.1. Podział sprzęgieł według cech funkcjonalno-konstrukcyjnych

Podjmując decyzję o wyborze odpowiedniego sprzęgła należy opierać się na Polskich Normach oraz na katalogach wytwórni, a dobór sprzęgieł lub projektowanie nowych konstrukcji należy poprzedzać dokładną analizą żądanych ich cech i parametrów.

14.2. Normalizacja i zasady doboru sprzęgieł

Sprzęgła są zespołami, które ze względu na szerokie zastosowanie najczęściej są produkowane niezależnie od maszyn i urządzeń. Wiele sprzęgieł podlega normalizacji i wówczas parametry ich budowy są podane w Polskich Normach. Niektóre rodzaje sprzęgieł są stosowane w węższym zakresie i wówczas są produkowane według rozwiązań ustalanych przez zakłady wytwórcze w uzgodnieniu z odbiorcami. Zakres parametrów produkowanych sprzęgieł jest wtedy podawany w katalogach zakładowych lub branżowych.

Podstawowym parametrem charakteryzującym pracę sprzęgła jest przenoszony moment obrotowy, zależny od przenoszonej mocy i prędkości obrotowej wg znanego wzoru $M = \frac{P}{\omega}$ (M — w $N \cdot m$, P — w W , ω — w rad/s) lub wg wzoru liczbowego

$$M = 9550 \frac{P}{n} \quad N \cdot m \quad (14.1)$$

w którym:

P — moc w kW ,

n — prędkość obrotowa w obr/min .

W celu zastosowania właściwego sprzęgła należy na podstawie zadań, jakie ma ono spełniać, określić rodzaj sprzęgła i — jeśli będzie to sprzęgło znormalizowane — dobrać z katalogu odpowiednią jego wielkość, zależną od przenoszonego momentu. W czasie pracy sprzęgło może podlegać chwilowym przeciążeniom. Ponieważ nie wszystkie przyczyny przeciążeń mogą być przewidywane w czasie projektowania, uwzględnia się je w postaci współczynnika przeciążenia K , ustalanego doświadczalnie. Moment obrotowy maksymalny wynosi wówczas

$$M_{max} = K \cdot M \quad (14.2)$$

Orientacyjne wartości współczynnika przeciążenia dla sprzęgieł są podane w tabl. 14.1, przy czym mniejsze wartości stosuje się dla sprzęgieł podatnych, większe zaś — dla mało podatnych.

Doboru sprzęgieł z norm i katalogów dokonuje się w zasadzie na podstawie M_{max} , (wzór 14.2), należy jednak zawsze dokładnie zapoznać się z zaleceniami podanymi w normie, ponieważ dla niektórych konstrukcji normy dopuszczają nawet 2 ÷ 5-krotne chwilowe przekroczenie momentu nominalnego (M_{nom}).

Jeżeli w pracy sprzęgła przewiduje się wyłącznie przeciążenia chwilowe, można dobrać sprzęgło na podstawie momentu M (wzór 14.1). Jeżeli potrzebny rodzaj sprzęgła nie jest znormalizowany, projektuje się sprzęgło dostosowane do danej maszyny lub urządzenia.

Orientacyjne wartości współczynnika przeciążenia K dla sprzęgieł [wg 16]

Rodzaj maszyny roboczej	K
Maszyny wirowe o niemal niezmiennych oporach ruchu (prądnice, dmuchawy i sprężarki, pompy wirowe)	$1,0 \div 1,5$
Maszyny o niewielkich wahaniami oporów ruchu (obrabiaarki o ruchu obrotowym, maszyny przędzalnicze)	$1,5 \div 2,0$
Maszyny o znacznych wahaniami oporów ruchu (obrabiaarki o ruchu zwrotnym, młyny kulowe, podnośniki)	$2,0 \div 3,0$
Maszyny tłokowe (pompy, dmuchawy, sprężarki)	$2,5 \div 4,0$
Maszyny o bardzo dużych wahaniami oporów ruchu (dźwignice, walcarki, prasy ciężkie, kruszarki)	$3 \div 5$ wyjątkowo do 6

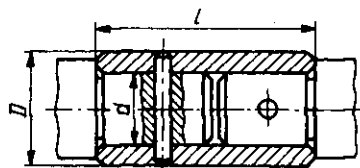
14.3. Sprzęgła nierozłączne

Wiadomości wstępne. Sprzęgłami nierozłącznymi nazywa się sprzęgła, w których człony czynny i bierny są połączone trwale, tzn. nie można ich rozłączać w czasie pracy. Sprzęgła te stosuje się w przypadkach, gdy rozłączanie członów następuje jedynie przy demontażu maszyny. Sprzęgła nierozłączne dzieli się na:

- sprzęgła sztywne, uniemożliwiające przesunięcia względne między członami w czasie eksploatacji;
- sprzęgła samonastawne, pozwalające na niewielkie przesunięcia wzdłużne i poprzeczne wałów;
- sprzęgła podatne, w których łącznikiem są elementy sprężyste.

Sprzęgła sztywne. Do sprzęgieł sztywnych zalicza się sprzęgła tulejowe, łukowe i kołnierzowe. Sprzęgła te wymagają zachowania dokładnej współosiowości łączonych wałów.

Sprzęgło tulejowe kołkowe (rys. 14.2) jest jednym z najprostszych rodzajów sprzęgieł. Tuleja jest w tym przypadku członem czynnym i biernym, a kołki — łącznikiem. Łącznikami mogą być również wpusty lub kliny. Stosuje się także połączenia skurczowe tulei z wałem. Wybór łącznika zależy od charakteru obciążenia, warunków montażu itd.



Rys. 14.2. Sprzęgło tulejowe kołkowe

Przy osadzaniu tulei na wale stosuje się pasowania mieszane: $J_8/h7$ lub $M8/h7$, a w połączeniu skurczowym — pasowanie ciasne $U8/h7$.

Wymiary tulei przyjmuje się orientacyjnie: $l \approx 3d$ oraz $D \approx 2d$ (gdzie: d — średnica wału, D — średnica zewnętrzna tulei). Obliczanie sprzęgła tulejowego polega na ustaleniu wymiarów łącznika na podstawie warunków wytrzymałościowych.

Kołki oblicza się na ścinanie wg wzoru

$$\tau_t = \frac{4F}{\pi \cdot d_k^2 \cdot n} \leq k_t \quad (14.3)$$

w którym:

d_k — średnica kołka,

n — liczba przekrojów ścinanych w kołkach łączących jeden z wałów z tuleją.

Wartość siły F wyznacza się na podstawie momentu obrotowego maksymalnego

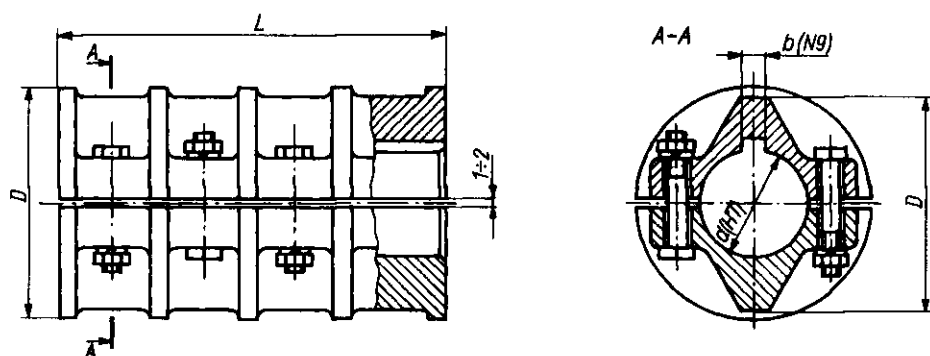
$$F = \frac{2M_{max}}{d} = \frac{2M \cdot K}{d} \quad (14.4)$$

gdzie d — średnica wału.

Gdy łącznikiem jest wpust, oblicza się go z warunku na naciski powierzchniowe.

Wadą sprzęgieł tulejowych jest m.in. konieczność znacznych przesunięć osiowych tulei lub wału podczas montażu i demontażu sprzęgła.

Sprzęgło łubkowe składa się z dwóch łubek, które są zaciskane na wałach za pomocą śrub (rys. 14.3). Sprzęgło przenosi moment obrotowy dzięki istnieniu tarcia między łubkami a wałem. Uzyskanie odpowiedniego docisku łubek do wału umożliwia szczelina między łubkami ($1 \div 2$ mm). Wpusty służą do osadzenia sprzęgła na wałach oraz odgrywają rolę dodatkowego zabezpieczenia przed poślizgiem, zwłaszcza przy chwilowych przeciążeniach. Wymiary i parametry sprzęgieł łubkowych są ujęte w normie PN-66/M-85253. Według normy stosuje się je do łączenia wałów o średnicach $25 \div 140$ mm, przy czym zakres przenoszonych momentów maksymalnych wynosi odpowie-



Rys. 14.3. Sprzęgło sztywne łubkowe śrubowe [6]

dnio $160 \div 12\,500 \text{ N} \cdot \text{m}$. Łubki wykonuje się z żeliwa Z1 200 lub rzadziej ze staliwa. Orientacyjna masa sprzęgła, w zależności od jego wymiarów, wynosi wg normy od 3 do 100 kg.

Jak już wyjaśniono w p. 14.2, znormalizowane sprzęgło łubkowe dobiera się z podanej normy na podstawie średnicy wału i przenoszonego maksymalnego momentu obrotowego. Ponieważ sprzęgło przenosi moment dzięki siłom tarcia, powinien być spełniony warunek

$$M_T \geq M_{\max} = K \cdot M \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (14.5)$$

Wartość momentu tarcia między czopem wału i łubkami wyznacza się przy założeniu równomiernego rozkładu nacisku pomiędzy współpracującymi powierzchniami

$$M_T = p \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{L}{2} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \quad \text{MN} \cdot \text{m} \quad (14.6)$$

gdzie:

p — nacisk wywołany dociskiem śrub, w MPa,
 d, L — średnica otworu (wału) i długość łubek, w m,
 μ — współczynnik tarcia ($\mu = 0,1 \div 0,2$).

Wywołanie odpowiedniego nacisku zależy od siły, z jaką dokręca się śruby. Siłę rozciągającą jedną śrubę (napięcie śruby) Q_1 można obliczyć wg wzoru

$$Q_1 = \frac{p \cdot d \cdot L}{n} \quad \text{MN} \quad (14.7)$$

w którym: n — liczba śrub.

Podstawiając wartość $p \cdot d \cdot L$ wyznaczoną ze wzoru 14.6, otrzymuje się

$$Q_1 = \frac{4M_T}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot n} = \frac{4M_{\max}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot n} \quad (14.8)$$

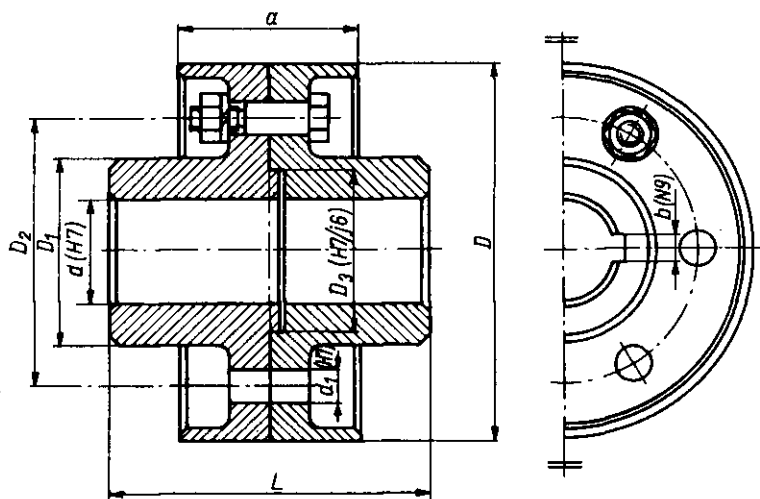
Według powyższego wzoru można ustalić napięcie śrub, potrzebne dla przeniesienia momentu, na który oblicza się sprzęgło. Znając napięcie śrub ustala się wartość naprężeń w śrubach (podanych w normie) wg wzoru

$$\sigma_r = \frac{4Q_1}{\pi \cdot d_1^2} \leq k_r \quad (14.9)$$

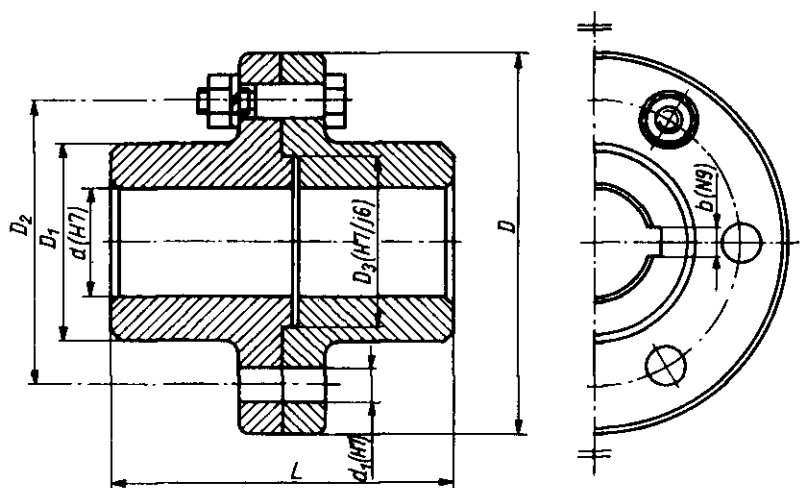
i na ich podstawie dobiera się materiał śrub.

Zaletą sprzęgieł łubkowych jest dość łatwy ich montaż i demontaż. Do wad zalicza się duże wymiary, znaczną masę oraz trudność wyrównoważenia sprzęgła. Ze względu na podane wady sprzęgła łubkowe znajdują zastosowanie tylko w napędach wolnobieżnych.

Sprężła kołnierzowe składają się z dwóch tarcz złączonych śrubami. Znormalizowane odmiany sprężeł kołnierzowych podano na rys. 14.4 i 14.5. Tarcze osadza się na wałach najczęściej za pomocą wpustów. W celu zapewnienia współosiowego ustawienia członów (tarcz) sprężła wykonuje się wytoczenia środkujące na płaszczyznach czołowych. Parametry obu rodzajów sprężeł, podane w normach PN-66/M-85251 (rys. 14.4) i PN-66/M-85252 (rys. 14.5), są podobne. Omawiane sprężła są stosowane do łączenia wałów o średnicach $25 \div 200$ mm; zakres przenoszonych momentów obrotowych wynosi od $320 \text{ N} \cdot \text{m}$ do $60 \text{ kN} \cdot \text{m}$, a masa od 6 do 250 kg. W wykonaniu według normy śruby są ciasno pasowane w otworach. W tym przypadku



Rys. 14.4 Sprężło sztywne kołnierzowe z ochronnymi obrzeżami [6]



Rys. 14.5. Sprężło sztywne kołnierzowe bez ochronnych obrzeży [6]

moment obrotowy jest przenoszony przez śruby. Oblicza się je na ścinanie wg wzoru

$$\tau_t = \frac{8 M_{max}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot D_2 \cdot n} \leq k_t \quad (14.10)$$

w którym:

d_1 — średnica śruby w przekroju narażonym na ścinanie,

D_2 — średnica rozstawienia śrub,

n — liczba śrub.

W innej wersji konstrukcyjnej stosuje się śruby luźno osadzone w otworach. W tym przypadku sprzęgło przenosi moment obrotowy przez tarcie, wywołane dociskiem tarcz przez śruby. Siła tarcia musi być co najmniej równa sile wynikającej z przenoszonego momentu obrotowego. Zakłada się przy tym, że działa ona na średnicy rozstawienia śrub. Można wówczas zastosować warunek $M_{max} \leq M_T = Q_1 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{D_2}{2}$

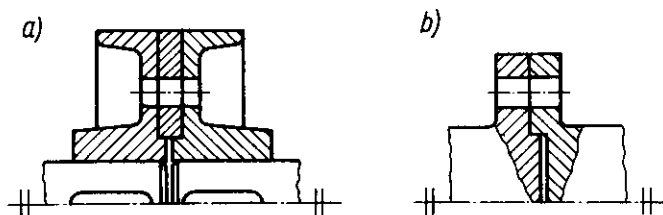
a stąd po przekształceniu

$$Q_1 \geq \frac{2M}{D_2 \cdot \mu \cdot n} \quad (14.11)$$

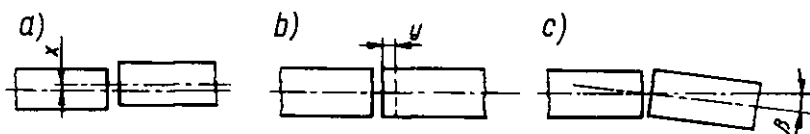
Wartość naprężeń rozciągających w śrubach oblicza się wg wzoru 14.9. Sprzęgła kołnierzowe są dobierane wg wartości podanych w normach, a po sprawdzeniu naprężeń rozciągających w śrubach ustala się rodzaj materiału na śruby.

Omawiane sprzęgła wymagają przy demontażu rozsunienia tarcz. Jeżeli jest to niedogodne, wówczas zamiast wytoczeń w tarczach stosuje się dwudzielną przekładkę środkującą (rys. 14.6a). Rzadziej stosuje się kołnierze stanowiące jedną całość z wałem, przy czym mogą być one odkute (rys. 14.6b), przyspawane lub osadzone skurczowo na wale.

Rys. 14.6. Sprzęgło kołnierzowe: a) z przekładką środkującą, b) stanowiące całość z wałem

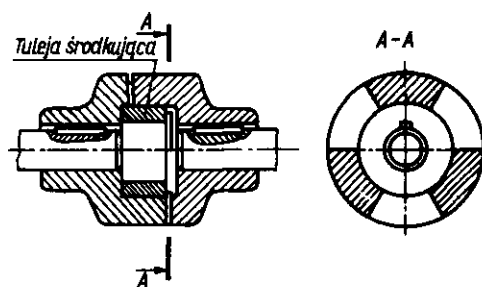


Sprzęgła samonastawne. Umożliwiają one łączenie wałów i przenoszenie momentu obrotowego w przypadkach, gdy osie wałów nie pokrywają się (rys. 14.7 a, c) lub gdy podczas pracy występują przesunięcia osiowe jednego z wałów (rys. 14.7b). Niewspółosiowość wałów może występować zarówno wskutek błędów montażowych, jak i w wyniku odkształceń w czasie pracy (np. ugięć wałów).



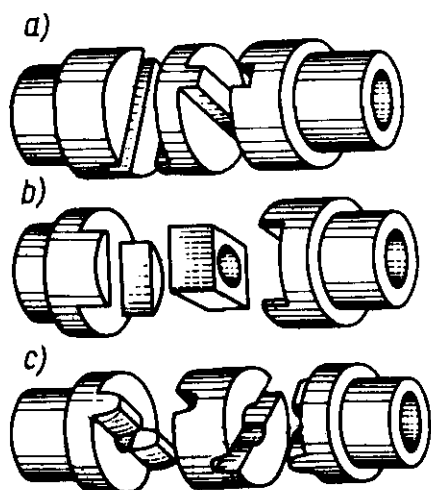
Rys. 14.7. Przemieszczenia osi wałów: a) poprzeczne, b) wzdłużne, c) kątowe [3]

W celu zapewnienia prawidłowej pracy tych sprzęgieł konieczne jest umożliwienie ruchów członów względem siebie lub ruchów łącznika względem członów. Sprzęgła samonastawne muszą się więc charakteryzować luzami i możliwością ślizgania się współpracujących części po sobie, dlatego też nie nadają się do pracy przy zmiennym kierunku ruchu obrotowego wału, jak również do przenoszenia dużych obciążeń.



Rys. 14.8. Sprzęgło kłowe [3]

Sprzęgło kłowe (rys. 14.8) umożliwia przesunięcia wzdłużne wałów w granicach luzu osiowego. Przesunięcia tego rodzaju występują najczęściej wskutek wydłużeń cieplnych. Łącznikiem w tym sprzęgle są kły na powierzchniach czołowych obu tarcz. Wymiary i liczby kłów zależą — jak we wszystkich konstrukcjach — od warunków technologicznych i wytrzymałościowych. Środkowanie tarcz zapewnia tuleja środkująca.



Rys. 14.9. Sprzęgło Oldhama: a) z kłami prostymi, b) z wkładką tekstolitową, c) z kłami o zarysie ewolwentowym [3]

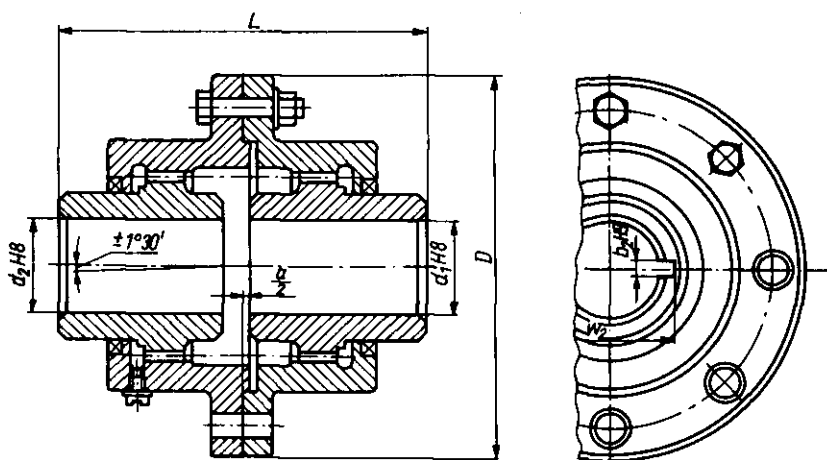
Sprzęgło Oldhama dopuszcza przesunięcia poprzeczne x oraz odchylenia kątowe β (wg rys. 14.7). Tarcze sprzęgła są osadzone na wałach, a rolę łącznika odgrywa osobna tarcza współpracująca z kłami obu tarcz.

Na rysunku 14.9a, b, c pokazano różne rozwiązania konstrukcyjne sprzęgła. Wartości przesunięć poprzecznych i kątowych zależą od luzów oraz od konstrukcji sprzęgła. Maksymalne wartości przesunięć i odchyżeń dopuszcza się w sprzęgle z kłami o zarysie ewolwentowym ($x \leq 0,1d$ oraz $\beta \leq 4^\circ$).

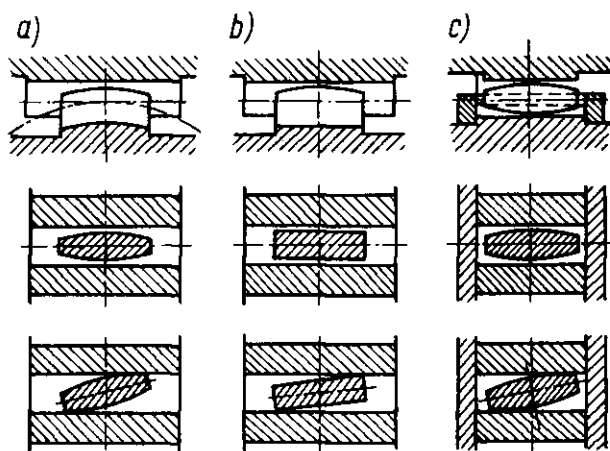
Produkowane w kraju sprzęgła Oldhama (wg normy CBKM—Bytom) są stosowane do wałów o śred-

dnicach $40 \div 120$ mm i przenoszą momenty obrotowe w granicach $650 \div 8000$ N·m. Sprzęgła te mogą pracować tylko przy niewielkich prędkościach obrotowych: dla małych sprzęgieł $n_{max} = 200$ obr/min, a dla największych — $n_{max} = 130$ obr/min.

Do sprzęgieł uniwersalnych, umożliwiających przenoszenie momentu przy przesunięciach osiowych, poprzecznych i kątowych, zalicza się sprzęgła zębate. Tarcze uzębione, osadzone na wałach, współpracują z tulejami o uzębieniu wewnętrznym, przy czym obie tuleje są łączone śrubami. Na rys. 14.10 przedstawiono sprzęgło zębate dwustronne. Stosuje się również sprzęgła zębate jednostronne, w których na jednym wale jest osadzone sprzęgło zębate, a na drugim — tylko tarcza płaska. Obie tarcze są połączone śrubami, jak w sprzęgle dwustronnym. Uniwersalny charakter pracy sprzęgieł zębatych wynika ze specjalnych kształtów zębów (rys. 14.11)



Rys. 14.10. Sprzęgło zębate dwustronne [6]



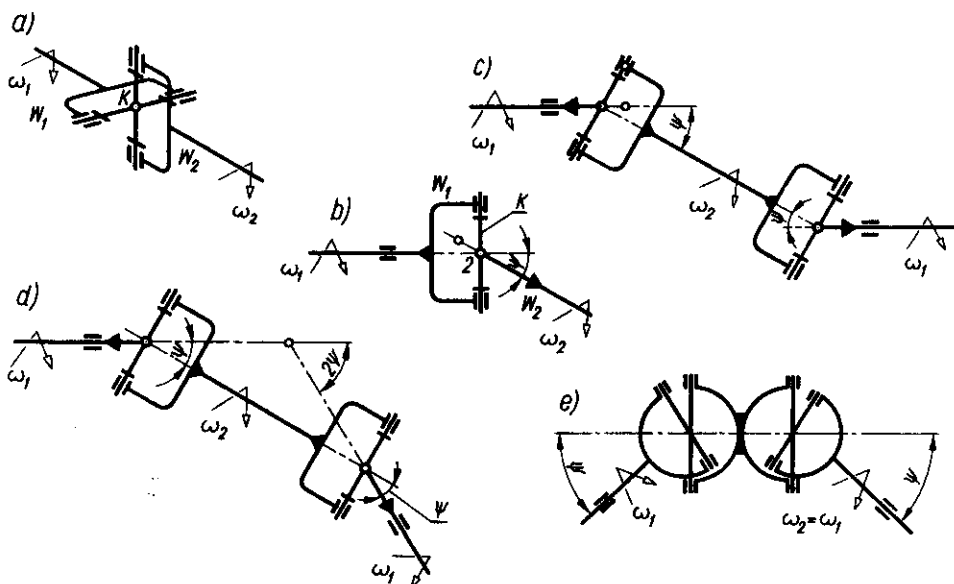
Rys. 14.11. Kształty zębów w sprzęgłach zębatych; uzębienie wewnętrzne o zębach prostych współpracuje: a) z zębami beczułkowymi, b) z zębami prostymi, c) z beczułkami [3]

oraz z występowania luzów międzyzębnych. W sprzęgłach tych dla uzębień zewnętrznych stosuje się zęby normalne, a dla uzębień wewnętrznych — zęby niskie o wysokości głowy zęba $h_a = 0,8 m$.

Sprzęgła zębate jednostronne i dwustronne dobiera się według katalogu producenta. Parametry obu rodzajów sprzęgieł są jednakowe; są one stosowane do łączenia wałów o średnicach $20 \div 280$ mm przy przenoszonych momentach odpowiednio od $630 \text{ N} \cdot \text{m}$ do $160 \text{ kN} \cdot \text{m}$. Sprzęgła zębate nadają się więc do przenoszenia dużych obciążeń; mogą one pracować przy wysokich prędkościach obrotowych, wynoszących dla małych sprzęgieł do 3000 obr/min, a dla największych — do 500 obr/min.

Wszystkie rodzaje omówionych sprzęgieł samonastawnych wymagają smarowania, tym staranniejszego, im większe jest obciążenie sprzęgła i prędkość obrotowa.

Specjalną grupę sprzęgieł samonastawnych stanowią sprzęgła przegubowe (Cardana), stosowane do łączenia wałów o kącie między osiami dochodzącym do 40° . Podstawowe schematy sprzęgieł przegubowych przedstawia rys. 14.12. Zasada działania sprzęgła polega na zastosowaniu sztywnego krzyża K , ułożyskowanego w widełkach W_1 i W_2 , wzajemnie prostopadłych. Na rysunku 14.12a pokazano położenie, w którym osie są równoległe, a na rys. 14.12b — gdy są ustawione pod kątem Ψ . W przypadku stosowania sprzęgieł z jednym przegubem wał napędzany obraca się ze zmienną prędkością kątową ω_2 (przy stałej wartości ω_1), co jest dopuszczalne tylko w mechanizmach podrzędnych. Dla uzyskania stałej prędkości kątowej obu wałów stosuje się sprzęgła o dwóch przegubach i wałku pośrednim



Rys. 14.12. Schematy sprzęgieł przegubowych: a) o osiach równoległych, b) o osiach ustawionych pod kątem, c, d, e) dwuprzegubowe [3]

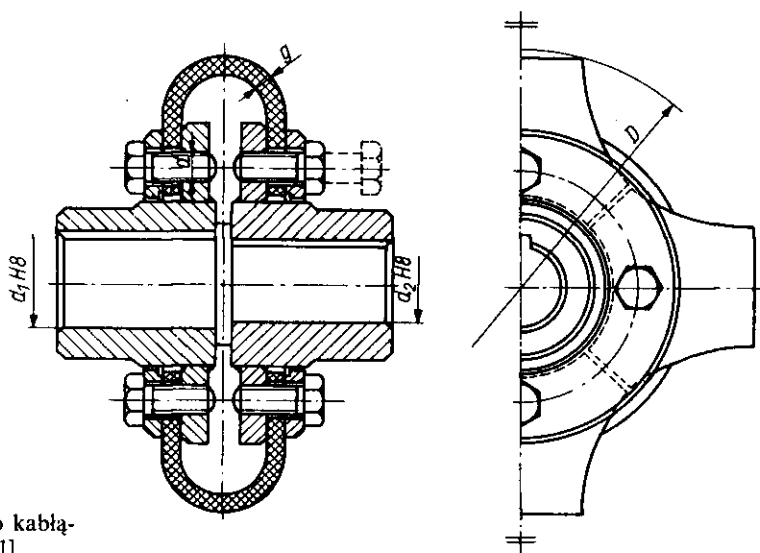
(rys. 14.12c, d), przy czym kąty oznaczone symbolem Ψ muszą być sobie równe, a widełki wału pośredniego muszą leżeć w jednej płaszczyźnie. W tym rozwiązaniu tylko wał pośredni ma zmienną prędkość kątową, co przy większych prędkościach obrotowych może być przyczyną drgań. Dlatego dąży się do stosowania możliwie krótkich wałów pośrednich, np. w sposób przedstawiony na rys. 14.12e.

Jeżeli zachodzi potrzeba równoległego przesuwania jednego z wałów (np. w obrabiarkach), stosuje się wał pośredni składający się z dwóch części połączonych ze sobą teleskopowo.

Sprzęgła podatne. W sprzęgłach podatnych podstawowym elementem jest łącznik podatny sprężysty, którego zadaniem jest umożliwienie chwilowego względnego obrotu wału biernego w stosunku do wału czynnego. Dzięki podatności łącznika sprzęgła te mogą zmniejszać wpływ obciążeń dynamicznych na pracę napędu (np. podczas rozruchu), łagodzić drgania, zmniejszać nierównomierności przenoszonego momentu obrotowego itd.

W sprzęgłach podatnych łączniki wykonuje się najczęściej z gumy lub — w sprzęgłach całkowicie metalowych — ze sprężyn najrozmaitszych kształtów.

Sprzęgło kabłąkowe (oponowe) składa się z dwóch tulei z przyspawanymi do nich tarczami (rys. 14.13). Rolę łączników odgrywają

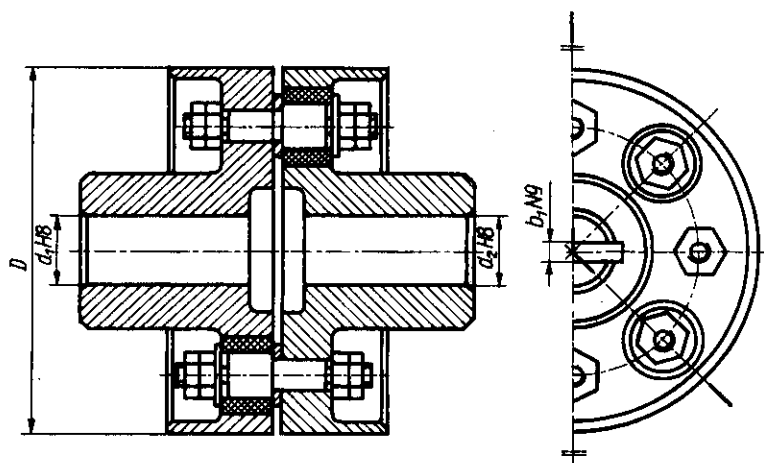


Rys. 14.13. Sprzęgło kabłąkowe (oponowe) [21]

cztery odcinki taśmy gumowej wygiętej w kształcie kabłąków i przykręconej do tarcz śrubami. Łącznikiem może być również opona gumowa. Sprzęgła tego typu mają średnicę zewnętrzną w granicach $180 \div 350$ mm i mogą przenosić moment maksymalny równy 250 do 3000 N·m — zależnie od wielkości sprzęgła.

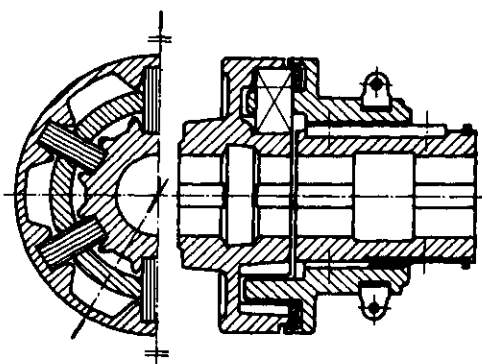
Inny rodzaj sprzęgieł podatnych z łącznikiem gumowym stanowią sprzęgła wkładkowe tulejkowe (rys. 14.14), których parametry podaje

wytwórca w katalogach. Sprzęgła te są również określane jako sprzęzyste palcowe. W czasie chwilowego wzrostu obciążenia wkładki gumowe są ściskane, łagodząc w ten sposób skutki przeciążenia. Omawiane sprzęgła mogą łączyć wały o średnicach $12 \div 280$ mm i przenosić momenty obrotowe w zakresie od $55 \text{ N} \cdot \text{m}$ do $80 \text{ kN} \cdot \text{m}$.



Rys. 14.14. Sprzęgło wkładkowe tulejkowe [6]

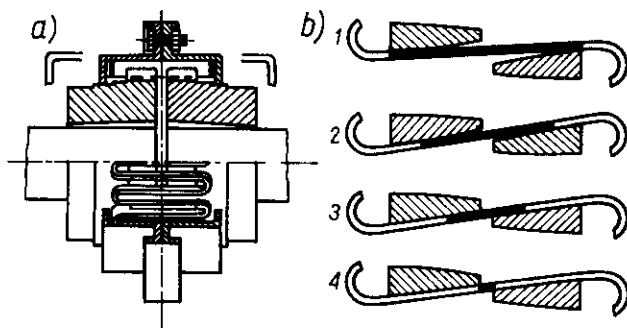
Sprzęgło podatne z pakietami sprężyn płaskich, osadzonymi promieniowo (rys. 14.15), umożliwia duże tłumienie, tzn. łagodzenie skutków nagłego wzrostu obciążenia. Przez odpowiedni dobór kształtu wycięć, w których są umieszczone końce sprężyn, można uzyskać m.in. złagodzenie nierówności przenoszonego momentu obrotowego.



Rys. 14.15. Sprzęgło podatne z pakietami sprężyn płaskich [3]

Sprzęgło ze sprężyną wężycową, tzw. sprzęgło Bibby (rys. 14.16a), jest dość często stosowane. Sprężyna wężycowa (esowa) jest nawinięta między zębami o specjalnym kształcie. Zęby są umieszczone naprzemiennie na obu tarczach sprzęgła (rys. 14.16b). Uzębienie tarcz wraz ze sprężyną jest zamknięte obudową. Sprężyna pracuje w smarze stałym. W zależności od obciążenia sprzęgło wykazuje w czasie pracy cechy sprzęgła sztywnego, podatnego lub przeciążeniowego (bezpieczeństwa).

Rys. 14.16. Sprzęgło ze sprężyną esową: a) sprzęgło, b) zasada działania sprężyny [3]



Poza podstawowymi zadaniami sprzęgieł podatnych, wynikającymi z zastosowania łącznika sprężystego, charakteryzują się one tym, że mogą jednocześnie wykonywać zadania spełniane normalnie przez sprzęgła samonastawne. Tak na przykład, sprzęgło ze sprężyną wężycową dopuszcza przesuw wzdłużny $4 \div 20$ mm, poprzeczny $0,5 \div 3$ mm i odchylenie kątowe do 1° .

Sprzęgła podatne dobiera się według danych katalogowych wytwórców i przenoszonego maksymalnego momentu obrotowego. Jeżeli praca sprzęgła decydująco wpływa na pracę maszyn (np. ze względu na przenoszenie drgań z elementu biernego na czynny), należy przeprowadzić dokładną analizę dynamiczną układu napędowego i na tej podstawie dobrać właściwe sprzęgło podatne.

14.4. Sprzęgła sterowane

Wiadomości wstępne. Sprzęgłami sterowanymi nazywa się sprzęgła wyposażone w urządzenia, za których pomocą pracownik obsługujący urządzenie może dokonywać połączenia lub rozłączenia członów sprzęgła. W zależności od charakteru pracy łączenie lub rozłączanie sprzęgła może następować w czasie spoczynku albo w ruchu, przy czym o konstrukcji sprzęgła może decydować również kierunek momentu i ruchu obrotowego przy włączaniu oraz warunki wyłączania: przy biegu luzem czy też pod obciążeniem.

Sprzęgła sterowane dzieli się na:

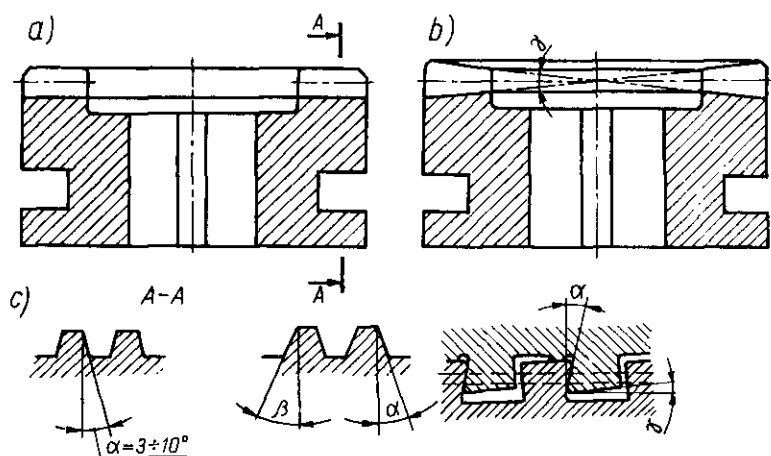
- sprzęgła przełączalne **synchronicznie**, w których przełączanie następuje tylko przy równych lub prawie równych prędkościach kątowych członów czynnego i biernego,
- sprzęgła przełączalne **asynchroniczne** (cierne) — przekazujące moment obrotowy w wyniku działania sił tarcia, co umożliwia przełączanie przy różnych prędkościach kątowych obu członów.

Sprzęgła przełączalne synchronicznie. Sprzęgła te są również nazywane sprzęgłami rozłączalnymi kształtowymi, ponieważ najczęściej funkcję łącznika spełniają kły lub zęby, czyli elementy kształtowe.

Sprzęgła kłowe włączalne w czasie spoczynku są wykonane w zasa-

dzie identycznie jak sprzęgła samonastawne kłowe, przedstawione na rys. 14.8 Różnica polega na zastosowaniu mechanizmu umożliwiającego przesuw poosiowy jednej z tarcz w celu rozłączenia sprzęgła. Sprzęgła włączalne w czasie spoczynku są obecnie rzadko stosowane, ponieważ są wypierane przez wygodniejsze w obsłudze sprzęgła włączalne w czasie ruchu.

W zależności od przeznaczenia sprzęgła stosuje się różne kształty kłów (rys. 14.17), umieszczonych na czołowych płaszczyznach tarcz. Na rysunku 14.17a, b pokazano przekroje wzdłużne tarcz kłowych. Pochylenie kłów pod kątem γ (rys. 14.17b) ułatwia ich wykonanie, gdyż umożliwia przełot narzędzia bez uszkodzenia przeciwnych kłów. W typowych sprzęgłach stosuje się najczęściej kły trapezowe symetryczne i niesymetryczne oraz kły samoblokujące (rys. 14.7c). Kły trapezowe symetryczne są stosowane do pracy przy ruchu dwukierunkowym. Pochylenie boków kłów pod kątem $\alpha = 3 \div 10^\circ$ ułatwia włączanie, ponieważ zwiększa prawdopodobieństwo trafienia w lukę.



Rys. 14.17. Sprzęgła kłowe: a, b) przekroje wzdłużne tarcz, c) rodzaje kłów [3]

Jeśli kąt α jest niewielki, wystarczy nieznaczna siła poosiowa (włączająca) dla utrzymania kłów w położeniu roboczym — zwłaszcza gdy kąt α jest mniejszy od kąta tarcia ρ w czasie ruchu (sprzęgło jest wówczas samohamowne).

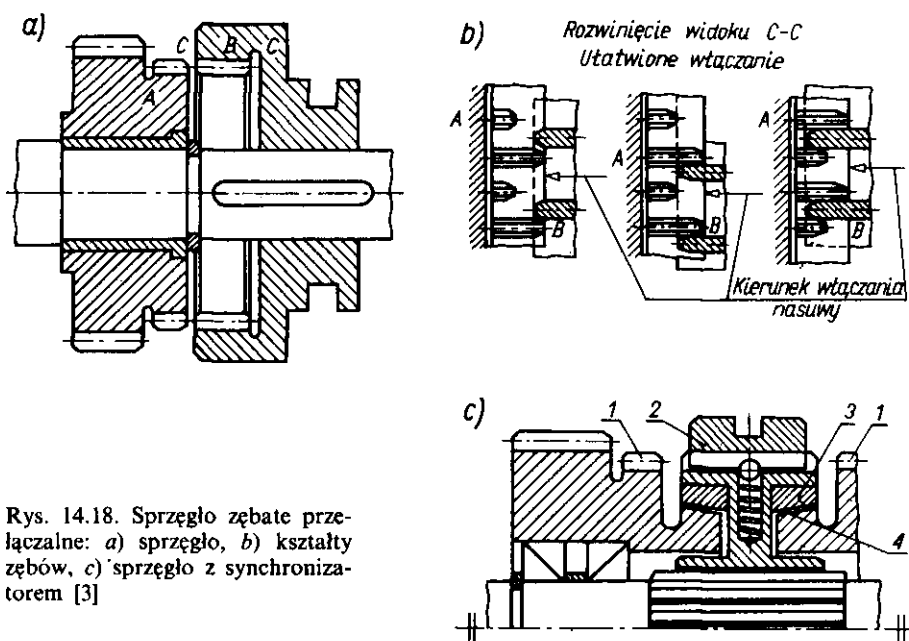
Do jednokierunkowej pracy sprzęgła stosuje się kły trapezowe niesymetryczne o kącie $\alpha = 2 \div 3^\circ$ oraz kącie β dochodzącym nawet do 60° , co znacznie ułatwia włączanie w czasie ruchu i samoczynne wyłączanie przy odwróceniu kierunku ruchu.

Kły samoblokujące przenoszą moment obrotowy w obu kierunkach ruchu, natomiast podczas wyłączania następuje odrzut kłów (kąt γ) już przy niewielkim odsunięciu tarcz.

Sprzęgło zębate (rys. 14.18a) składa się z dwóch tarcz, z których jedna ma uzębienie zewnętrzne, a druga — wewnętrzne. Jedna z tarcz jest

przesuwana. Podobnie jak w sprzęgłach kłowych, nadaje się zębom kształty ułatwiające włączanie (rys. 14.18b). Krawędzie zębów ścina się pod kątem i zaokrągla, ponadto skraca się co drugi ząb, stwarzając w ten sposób większe luki.

Innym często stosowanym rozwiązaniem jest sprzęgło zębate z synchronizatorem (rys. 14.18c). Zarówno człon czynny (synchronizator 3), jak i człony bierne 1 mają uzębienie zewnętrzne, natomiast łącznik 2 ma uzębienie wewnętrzne. Na rysunku przedstawiono sprzęgło rozłączone. Przesuwanie członu czynnego 3 w lewo lub prawo powoduje dociśnięcie powierzchni sprzęgiełka ciernego stożkowego 4, wskutek czego następuje wyrównanie prędkości obrotowych członu czynnego i biernego. W tej fazie pracy zatrząsk kulkowy jest włączony i nie dopuszcza do dalszego przesuwania łącznika. Po osiągnięciu jednakowej prędkości obrotowej obu członów dalszy ruch łącznika 2 w tym samym kierunku następuje po pokonaniu oporu zatrząsku. Gdy łącznik nasunie się na uzębienie 1, moment obrotowy przenosi się przez zęby i sprzęgiełko cierne wyłącza się. Wyłączanie synchronizatora w czasie pracy sprzęgła zębatego (w celu zmniejszenia zużycia powierzchni ciernych) możliwe jest przy zastosowaniu odpowiedniego kąta pochylenia tych powierzchni.



Rys. 14.18. Sprzęgło zębate przełączalne: a) sprzęgło, b) kształty zębów, c) sprzęgło z synchronizatorem [3]

Z podanych wyjaśnień wynika, że sprzęgła kłowe i zębate mogą być przełączane przy niewielkich prędkościach obrotowych i możliwie małych obciążeniach lub też wymagają stosowania specjalnych synchronizatorów prędkości.

Obliczanie sprzęgieł kłowych i zębatach polega na obliczeniu wytrzymałości kłów (zębów) z warunków na zginanie i naciski powierzchniowe według dotychczas poznanych zasad.

Zależnie od technologii i dokładności wykonania kłów (zębów) oraz ich liczby przyjmuje się, że tylko część z nich (50 ÷ 70%) jednocześnie przenosi cały moment obrotowy.

Sprzęgła przełączalne asynchroniczne (cierne). Zasada działania sprzęgieł ciernych polega na tym, że tarcze sprzęgła dociskane siłą wywołują na powierzchniach ciernych siłę tarcia, która umożliwia przeniesienie momentu obrotowego z członu czynnego na bierny. Podstawową cechą tych sprzęgieł jest możliwość włączania ich przy różnych prędkościach członów,

Tablica 14.2

Charakterystyka materiałów ciernych — wartości orientacyjne [wg 3 i 5]

Materiały pary ciernej		Współczynnik tarcia μ		Dopusz- czalna tempera- tura t_{dop}		Nacisk dopuszczal- ny k_o MPa	$(p \cdot v)_{dop}$ MN/(m·s)
		na sucho	z olejem	trwa- le	kró- tko		
				°C	°C		
żeliwo, staliwo lub stal	żywica fenolowa	0,25	0,1 ÷ 0,15	100	150	0,05 ÷ 0,7	0,3 ÷ 0,5
	tkanina baweł- niana nasycona sztuczną żywicą	0,4 ÷ 0,65	0,1 ÷ 0,2	100	150	0,05 ÷ 1,2	0,5 ÷ 2
	tekstolit, wełna metalowa sprasowana z syntetyczną gu- mą	0,4 ÷ 0,65	0,1 ÷ 0,2	250	300	0,05 ÷ 8,0	0,3 ÷ 0,5
	tekstolit ze sztucz- ną żywicą pra- sowany	0,2 ÷ 0,35	0,1 ÷ 0,15	250	500	0,05 ÷ 8,0	0,5 ÷ 1,0
stal	węgiel grafito- wany	0,25	0,05 ÷ 0,1	300	500	0,05 ÷ 2	1,0 ÷ 2,0
żeliwo staliwo lub stal	drewno	0,2 ÷ 0,35	0,1 ÷ 0,15	100	160	0,05 ÷ 0,5	0,4 ÷ 2,0
	skóra	0,3 ÷ 0,6	0,12 ÷ 0,15	100		0,05 ÷ 0,3	0,3 ÷ 1,0
	korek	0,3 ÷ 0,5	0,15 ÷ 0,25	100		0,05 ÷ 0,1	0,6 ÷ 0,8
stal har- towana	stal hartowana lub spiek meta- lowy						
	a) zwilżone olejem		0,12 ÷ 0,17	100		0,5 ÷ 3,0	2 ÷ 4
	b) z przepływem oleju		0,08 ÷ 0,12	100		0,5 ÷ 4,0	4 ÷ 6
żeliwo	stal	0,15 ÷ 0,2	0,03 ÷ 0,06	200	300	0,8 ÷ 1,4	2 ÷ 4
żeliwo	żeliwo	0,15 ÷ 0,25	0,02 ÷ 0,1	200	300	1,0 ÷ 1,8	1,3 ÷ 3

a nawet wtedy, gdy człon bierny pozostaje w spoczynku. W okresie od włączenia do osiągnięcia pełnej synchronizacji prędkości obrotowej członu czynnego i biernego między powierzchniami ciernymi występują poślizgi, wskutek czego sprzęgło silnie się nagrzewa i jednocześnie zużywają się powierzchnie cierne.

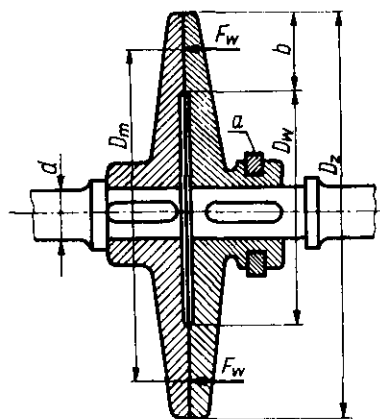
Zmniejszenie zużycia tarcz można osiągnąć przez zastosowanie odpowiedniej konstrukcji sprzęgła, przy której okres pracy asynchronicznej będzie możliwie krótki. Rozwiązanie takie powoduje jednak m.in. konieczność napędzania sprzęgła przez silnik o odpowiednio zwiększonej mocy, zatem w urządzeniach o dużej bezwładności mas układu biernego celowo stosuje się dłuższy czas rozruchu.

Podstawowe typy sprzęgieł ciernych różnią się kierunkiem i sposobem docisku oraz kształtem, liczbą i materiałem powierzchni ciernych. Wybór materiałów powierzchni ciernych ma duży wpływ na własności ruchowe oraz na trwałość sprzęgła. Z wielu właściwości, jakie są wymagane od tych materiałów, do najważniejszych należą: duży współczynnik tarcia, dobra wytrzymałość mechaniczna, dobre odprowadzanie ciepła oraz odporność na zużycie przy braku skłonności do zatarć. Najczęściej stosuje się metale lub materiały specjalne o dużym współczynniku tarcia. Metale charakteryzują się większą trwałością, umożliwiają stosowanie większych nacisków dopuszczalnych, ale mają stosunkowo mały współczynnik tarcia, natomiast materiały specjalne na ogół szybko się zużywają i przenoszą małe naciski.

Sprzęgła cierne mogą pracować na sucho lub ze smarowaniem powierzchni ciernych. Smarowanie zmniejsza wartość współczynnika tarcia, ale jednocześnie zmniejsza zużycie powierzchni ciernych i umożliwia stosowanie większych nacisków, a także powoduje chłodzenie sprzęgła. Z przeglądu podstawowych właściwości i cech materiałów wynika, że przy ich doborze należy kierować się znajomością warunków pracy danego sprzęgła i jego żadaną trwałością. Podstawowe właściwości niektórych materiałów ciernych podano w tabl. 14.2.

Jednym z najprostszych sprzęgieł ciernych jest **sprzęgło tarczowe** (rys. 14.19). Składa się ono z dwóch tarcz, z których jedna jest osadzona na wale na stałe, a druga — przesuwne. Moment obrotowy jest przenoszony, gdy tarcza przesuwna jest docięnięta do tarczy stałej siłą wzdłużną F_w .

Aby sprzęgło cierne nie ulegało zbyt szybkiemu zużyciu, moment tarcia, jaki można uzyskać pod wpływem siły docisku F_w , powinien być większy od maksymalnego momentu obrotowego, jaki przenosi sprzęgło

$$M_T \geq M_{max} = K \cdot M \quad (14.12)$$


Rys. 14.19. Sprzęgło cierne tarczowe [16]

Wartość K przyjmuje się z tabl. 14.1, a wartość M wyznacza się z wzoru 14.1, w zależności od przenoszanej mocy i prędkości obrotowej wału. Ponieważ siła tarcia zależy od siły docisku ($T = F_w \cdot \mu$), moment tarcia oblicza się wg wzoru

$$M_T = F_w \cdot \mu \cdot 0,5 D_m \quad (14.13)$$

przy czym D_m oznacza tu średnią średnicę tarcia, tzn. średnicę koła, na którego obwodzie przykłada się wypadkową siłę tarcia. Zwykle przyjmuje się

$$D_m = \frac{D_z + D_w}{2} \quad (14.14)$$

Wymiary tarcz często są ustalane w zależności od wymagań konstrukcyjnych (np. od wymiarów gabarytowych maszyn). Orientacyjne wartości D_m można przyjmować w zależności od średnicy wału: dla sprzęgieł tarczowych $D_m = (4 \div 6)d$, dla wielopłytkowych $D_m = (2 \div 4)d$, a dla stożkowych $D_m = (3 \div 10)d$.

Trwałość sprzęgła zależy od wartości jednostkowych nacisków powierzchniowych, które oblicza się z wzoru

$$p = \frac{F_w}{S} = \frac{F_w}{\frac{\pi}{4}(D_z^2 - D_w^2)} \quad (14.15)$$

Oznaczając szerokość powierzchni ciernej jako b , pole powierzchni styku tarcz można wyrazić w postaci

$$S = \frac{\pi}{4}(D_z^2 - D_w^2) = \frac{\pi}{4}(D_z + D_w)(D_z - D_w) = \frac{\pi}{4} \cdot 2 D_m \cdot 2 b = \pi \cdot D_m \cdot b \quad (14.16)$$

Podstawiając zależności 14.13 i 14.16 do wzoru 14.15 otrzymuje się warunek na naciski powierzchniowe w postaci

$$p = \frac{2 M_T}{b \cdot D_m^2 \cdot \pi \cdot \mu} \leq k_o \quad (14.17)$$

Wartości nacisków dopuszczalnych dla sprzęgieł ciernych przyjmuje się z tabl. 14.2. Dla zapewnienia większej trwałości sprzęgła zaleca się przyjmować niższe wartości k_o , natomiast przy małych prędkościach obwodowych ($v < 3$ m/s) oraz dla sprzęgieł rzadko włączanych (poniżej 10 razy w ciągu godziny) można przyjmować wyższe wartości k_o .

W celu zapewnienia równomiernego rozkładu nacisków na powierzchniach ciernych konstrukcja sprzęgła powinna być sztywna, szerokość zaś powierzchni ciernej powinna wynosić $b = (0,15 \div 0,3) D_m$, a dla sprzęgieł wielopłytkowych $b = (0,1 \div 0,25) D_m$.

W sprzęgłach ciernych duża część włożonej energii (nawet do 50%) zamienia się na ciepło, powodując ujemne skutki w postaci strat energii

i nagrzewania się sprzęgła. Jeżeli moment tarcia M_T jest znacznie większy od przenoszonego momentu M , wówczas straty energii są niewielkie. Nagrzewanie się sprzęgła zależy od wielu czynników, m.in. od przewodności cieplnej materiałów ciernych, powierzchni odprowadzania ciepła oraz od liczby włączeń na godzinę itd. W dokładnych obliczeniach konieczna jest więc analiza warunków pracy sprzęgła i jego konstrukcji, aby móc ustalić wpływ podanych czynników na temperaturę nagrzania się sprzęgła. W obliczeniach przybliżonych uwzględnia się, że jednostkowa praca tarcia (przy stałym współczynniku tarcia $\mu = \text{const}$) jest proporcjonalna do iloczynu $p \cdot v$. Wartość prędkości obwodowej v oblicza się na średniej średnicy tarcia D_m . Ponieważ od jednostkowej pracy tarcia zależy ilość ciepła wywiązującego się na jednostce powierzchni sprzęgła, można więc napisać warunek na rozgrzewanie w postaci

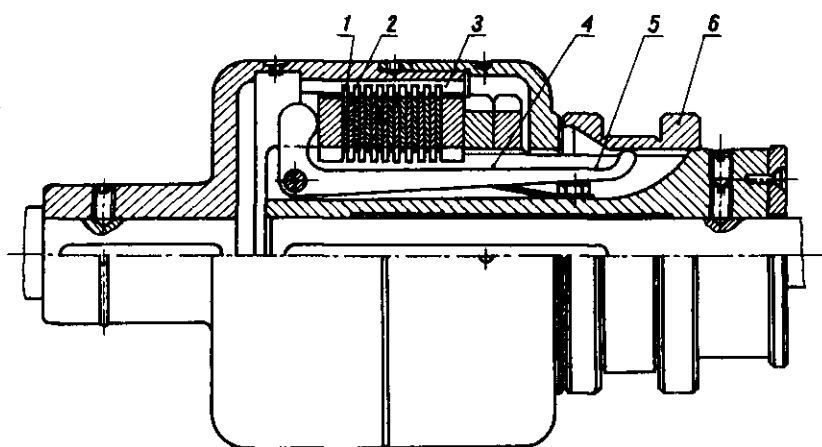
$$(p \cdot v)_{\text{rzecz}} \leq (p \cdot v)_{\text{dop}} \quad (14.18)$$

gdzie $p \cdot v$ jest wyrażone w $\text{MN}/(\text{m} \cdot \text{s})$.

Wartości $(p \cdot v)_{\text{dop}}$, jakie można przyjąć w przybliżonych obliczeniach, są podane w tabl. 14.2.

Sprzęgło cierne wielopłytkowe (rys. 14.20) jest zwielokrotnionym sprzęgłem tarczowym. Płytki cierne są osadzone na zmianę: jedna 1 w zewnętrznej tulei 3, druga 2 w wewnętrznej tulei 4 itd. Płytki w tulejach są osadzone na wypustach w ten sposób, że ruch obrotowy mogą wykonywać tylko razem z daną tuleją, natomiast wzdłuż tulei mogą się przemieszczać swobodnie. Każda tuleja stanowi element związany w innym wałem.

Włączanie sprzęgła następuje przez przesunięcie nasuwy 6, która za pomocą dźwigni 5 dociska zespół płytek (na rys. 14.20 przedstawiono sprzęgło włączone).



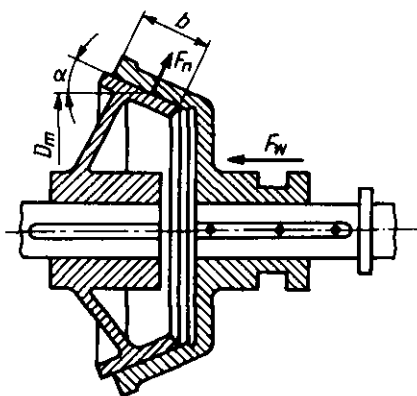
Rys. 14.20. Sprzęgło cierne wielopłytkowe

1, 2 — płytki cierne, 3 — tuleja zewnętrzna, 4 — tuleja wewnętrzna, 5 — dźwignia, 6 — nasuwa [16]

Sprzęgło cierne wielopłytkowe oblicza się tak samo, jak sprzęgło tarczowe; należy tylko uwzględnić, że jednocześnie więcej powierzchni ciernych przenosi moment obrotowy. Jeżeli łączna liczba płytek wynosi i , to powierzchni ciernych jest $i-1$. Naciski powierzchniowe ustala się więc wg wzoru

$$p = \frac{2M_T}{b \cdot D_m^2 \cdot \pi \cdot \mu (i-1)} \leq k_o \quad (14.19)$$

Przy sprawdzaniu sprzęgieł ciernych wielopłytkowych na rozgrzewanie wartość $(p \cdot v)_{dop}$ należy zmniejszyć 2 ÷ 4 krotnie, przy czym mniejszą wartość tego iloczynu przyjmuje się dla sprzęgieł z dużą liczbą cienkich płytek.



Rys. 14.21. Sprzęgło cierne stożkowe [16]

Inne rozwiązanie konstrukcyjne pokazano na rys. 14.21. Jest to **sprzęgło cierne stożkowe** (tarcze mają stożkowe powierzchnie ciernie). Podobnie jak w pozostałych sprzęgłach sterowanych, jedna z tarcz jest połączona z wałem na stałe, a druga przesuwana się wzdłuż drugiego wału najczęściej po wpuście. Zaletą tego sprzęgła jest możliwość uzyskania takiej samej siły tarcia jak w sprzęgle tarczowym, przy znacznie mniejszej sile włączającej F_w .

Do obliczeń wprowadza się siłę nacisku F_n , wywołującą tarcie. Wartość siły F_n wynosi

$$F_n = \frac{F_w}{\sin \alpha} \quad (14.20)$$

a siła tarcia T na powierzchni cierniej

$$T = F_n \cdot \mu = \frac{F_w \cdot \mu}{\sin \alpha} \quad (14.21)$$

Wartość kąta pochylenia powierzchni ciernych stożkowych względem osi wału przyjmuje się w granicach $\alpha = 15 \div 20^\circ$. Podobnie jak przy obliczaniu tarcia w gwintach, wprowadza się pozorny współczynnik tarcia

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha} \quad (14.22)$$

Moment tarcia oblicza się podobnie jak dla sprzęgła tarczowego, uwzględniając tylko wpływ kąta α

$$M_T = \frac{F_w \cdot D_m \cdot \mu}{2 \sin \alpha} = 0,5 F_w \cdot D_m \cdot \mu' \quad (14.23)$$

Wartość nacisków powierzchniowych można obliczyć z zależności

$$p = \frac{F_n}{\pi \cdot D_m \cdot b} = \frac{F_w}{\pi \cdot D_m \cdot b \cdot \sin \alpha} \leq k_o \quad (14.24)$$

Podstawiając następnie wartość F_w z wzoru 14.23, otrzymuje się warunek na naciski, zgodny z zależnością 14.17

$$p = \frac{2M_T \cdot \sin \alpha}{D_m \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_m \cdot b \cdot \sin \alpha} = \frac{2M_T}{\mu \cdot \pi \cdot D_m^2 \cdot b} \leq k_o \quad (14.25)$$

Istnieje bardzo dużo odmian konstrukcyjnych sprzęgieł ciernych, ponieważ ze względu na łatwe włączanie i rozłączanie są one szeroko rozpowszechnione.

PRZYKŁAD 14.1. Obliczyć wymiary sprzęgła tarczowego (rys. 14.19), osadzonego na wale o średnicy $d = 50$ mm, które przenosi moc $P = 5$ kW przy prędkości obrotowej $n = 600$ obr/min. Ze względu na żądaną trwałość sprzęgła powierzchnie cierne tarcz mają być wykonane ze stali hartowanej, a w czasie pracy będą zwilżane olejem.

Rozwiązanie

Sprzęgło przenosi moment obrotowy

$$M_T = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{5}{600} = 79,6 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ze względu na żądaną trwałość przyjmujemy współczynnik przeciążenia $K = 2$, stąd $M_T \geq M_{\max} = K \cdot M = 2 \cdot 80 = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$. Dla stali hartowanej przyjmujemy z tablicy 14.2: $\mu = 0,12$ oraz $k_o = 0,5 \text{ MPa} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$. Zakładamy $D_m = 4d$ i otrzymujemy

$$D_m = 4 \cdot 50 = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

Z wzoru 14.17 obliczamy szerokość powierzchni ciernej

$$b \geq \frac{2M_T}{\pi \cdot D_m^2 \cdot \mu \cdot k_o} = \frac{2 \cdot 160}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,12 \cdot 0,5 \cdot 10^6} \approx 0,04246 \text{ m} = 42,46 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $b = 45 \text{ mm}$ i zgodnie z zaleceniami sprawdzamy, czy uzyskamy równomierne naciski

$$\frac{b}{D_m} = \frac{45}{200} = 0,225$$

Równomierne naciski uzyskuje się, gdy $b = (0,15 \div 0,3) D_m$, zatem szerokość b jest wystarczająca.

Sprawdzamy sprzęgło na rozgrzewanie z warunku: $p \cdot v \leq (p \cdot v)_{\text{dop}}$

Obliczamy

$$p = \frac{2M_T}{b \cdot D_m^2 \cdot \pi \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 160}{0,045 \cdot 0,2^2 \cdot 3,14 \cdot 0,12} \approx 471\,810 \text{ N/m}^2 \approx 0,472 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 600}{60 \cdot 1000} = 6,28 \text{ m/s}$$

$$p \cdot v = 0,472 \cdot 6,28 \approx 2,96 \text{ MN/(m} \cdot \text{s)} < (p \cdot v)_{\text{dop}} = 4 \text{ MN/(m} \cdot \text{s)}$$

Przy założonych warunkach pracy i średnicy D_m sprzęgło spełnia warunki na naciski i na rozgrzewanie. Obliczamy pozostałe średnice:

$$D_z = D_m + b = 200 + 45 = 245 \text{ mm}$$

$$D_w = D_m - b = 200 - 45 = 155 \text{ mm}$$

Znając podstawowe wymiary sprzęgła możemy zaprojektować kształt tarcz zapewniający odpowiednią sztywność elementów sprzęgła.

PRZYKŁAD 14.2. Obliczyć podstawowe wymiary sprzęgła ciernego stożkowego (według rys. 14.21) oraz siłę wzdłużną F_w , jeżeli sprzęgło ma przenosić moc $P = 20$ kW przy prędkości obrotowej $n = 400$ obr/min. Założyć przeciążenie sprzęgła maks. o 50% ($K = 1,5$).

Rozwiązanie

Obliczamy moment tarcia

$$M_T = 9550 \frac{P \cdot K}{n} = \frac{9550 \cdot 20 \cdot 1,5}{400} \approx 716,25 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 720 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nie znając średnicy wału, zakładamy $b = 0,2 D_m$.

Jako materiał tarcz (m.in. ze względu na ich kształt) przyjmujemy żeliwo, a jako wykładzinę jednej z nich — azbest ze sztuczną żywicą, prasowany. Z tablicy 14.2 przyjmujemy (dla zapewnienia większej trwałości) wartości minimalne: $\mu = 0,2$ oraz $k_o = 0,05 \text{ MPa} = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$. Podstawiając do wzoru 14.25 założoną wartość b , otrzymamy po przekształceniu

$$D_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_T}{\pi \cdot \mu \cdot 0,2k_o}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 720}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,2 \cdot 5 \cdot 10^4}} \approx 0,612 \text{ m} = 61,2 \text{ cm}$$

Szerokość powierzchni cierniej wynosi $b = 0,2 D_m = 0,2 \cdot 61,2 = 12,24 \text{ cm} \approx 12,3 \text{ cm}$.

Sprawdzamy warunek na rozgrzewanie

$$p = \frac{2M_T}{b \cdot D_m^2 \cdot \pi \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 720}{0,123 \cdot 0,612^2 \cdot 3,14 \cdot 0,2} \approx 49\,773 \text{ Pa} \approx 0,0498 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,612 \cdot 400}{60} \approx 12,8 \text{ m/s}$$

$$p \cdot v = 0,0498 \cdot 12,8 = 0,637 \text{ MN}/(\text{m} \cdot \text{s}) < (p \cdot v)_{\text{dop}} = 1 \text{ MN}/(\text{m} \cdot \text{s})$$

Przyjmujemy kąt pochylenia tworzącej powierzchni stożka

$\alpha = 15^\circ$ i obliczamy pozostałe średnice:

$$D_z = D_m + b \cdot \sin 15^\circ \approx 61,2 + 12,3 \cdot 0,2588 \approx 64,38 \text{ cm} \approx 644 \text{ mm}$$

$$D_w = D_m - b \cdot \sin 15^\circ \approx 61,2 - 12,3 \cdot 0,2588 \approx 58,02 \text{ cm} \approx 580 \text{ mm}$$

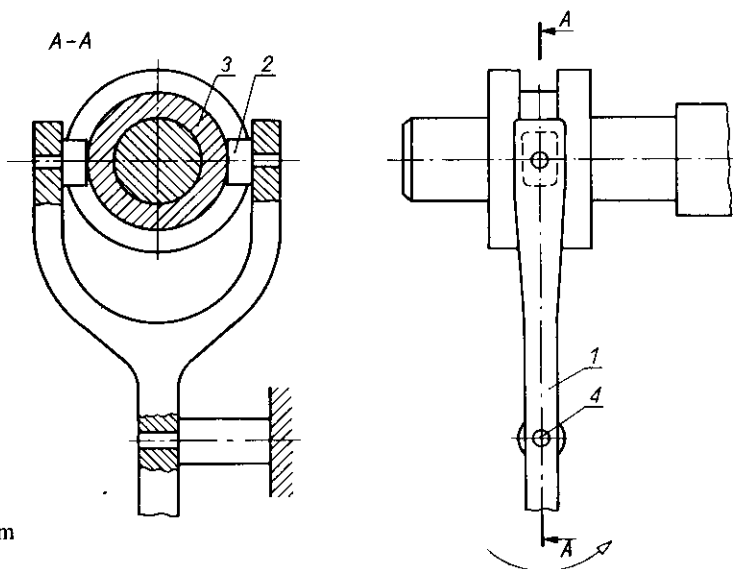
Siłę wzdłużną F_w , niezbędną do włączenia sprzęgła, obliczamy wg wzoru 14.24

$$F_w = \pi \cdot D_m \cdot b \cdot p \cdot \sin \alpha = 3,14 \cdot 0,612 \cdot 0,123 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,2588 \approx 3058,6 \text{ N} \approx$$

$$\approx 3\,100 \text{ N}$$

Mechanizmy przełączania sprzęgieł. Sprzęgła sterowane wymagają stosowania mechanizmów służących do włączania i wyłączania, a w przypadku sprzęgieł ciernych — również do wywierania siły docisku F_w , zapewniającej przeniesienie momentu obrotowego z członu czynnego na bierny.

Jeden z prostych mechanizmów, służących do przełączania sprzęgieł, pokazano na rys. 14.22. W widelkach dźwigni 1 są osadzone obrotowo kamienie 2, umieszczone w kanałku nasuwy 3. Przesuw dźwigni w prawo (według strzałki na rysunku) powoduje przesunięcie nasuwy w lewo wzdłuż wału, i odwrotnie. Przy wymaganych niewielkich ruchach wzdłużnych nasuwy obrotowe osadzenie kamienia w widelkach dźwigni umożliwia równoległe ustawienie płaszczyzn kamienia względem kanałku nasuwy w obu jej skrajnych położeniach. Na rysunku przedstawiono nasuwę przesuwaną bezpośrednio



Rys. 14.22. Mechanizm przełączania sprzęgieł

wzdłuż wału. W innych rozwiązaniach konstrukcyjnych (np. rys. 14.20) nasuwa przesuwają się wzdłuż tulei osadzonej na wale.

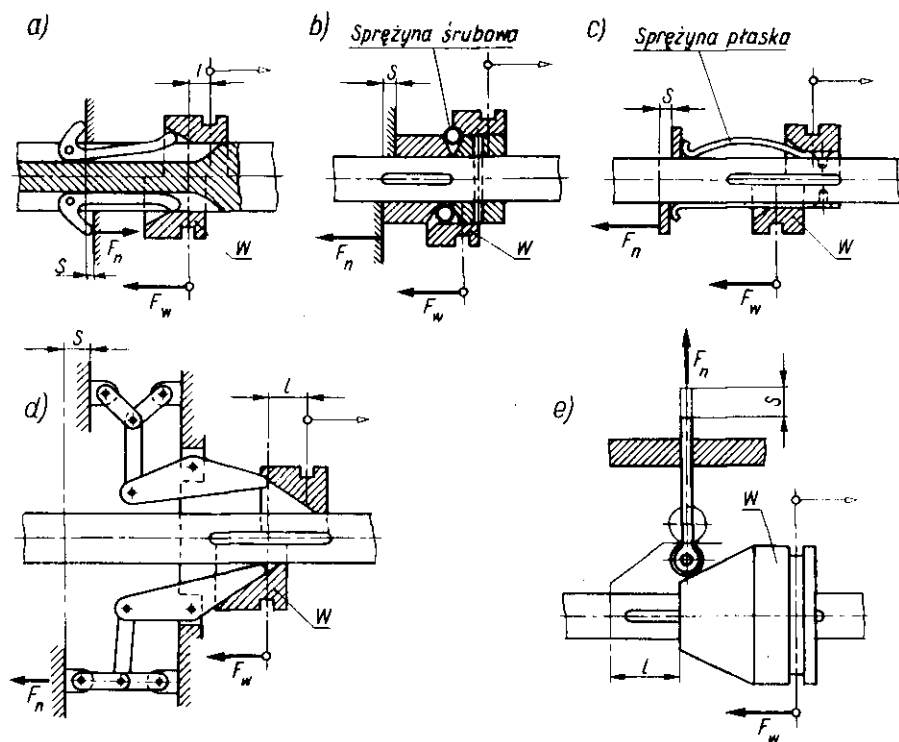
Mechanizmy przełączania muszą zapewniać:

- 1) włączanie i wyłączanie sprzęgła oraz pokonywanie związanych z tym oporów,
- 2) zabezpieczenie sprzęgła przed samoczynnym włączaniem i wyłączaniem (nasuwa w skrajnych położeniach powinna być odciążona od sił zewnętrznych, mechanizm powinien być samohamowny),
- 3) wywieranie równomiernych nacisków w czasie pracy sprzęgła, przy czym siła docisku powierzchni ciernych powinna być prawie stała,
- 4) możliwość regulacji siły docisku w miarę powstawania luzów wywołanych zużyciem się powierzchni roboczych sprzęgła i części mechanizmu.

W sprzęgłach synchronicznych (kłowych i zębatych) mechanizmy przełączania spełniają tylko warunki 1 i 2, ponieważ między kłami (zębami) występuje nacisk bezpośredni, zależny od dokładności wykonania elementów sprzęgła, natomiast mechanizm przełączania nie wywiera wpływu na siłę docisku.

Włączanie mechaniczne sprzęgieł ciernych wymaga stosowania układu dźwigni, przegubów itp., tworzących przekładnię siły o odpowiednim przełożeniu. Działanie takiego układu polega na tym, aby przesuwając nasuwę z niewielką siłą (przeciętna siła ręki — $50 \div 100$ N), można było uzyskać odpowiednio dużą siłę docisku powierzchni ciernych.

Schematy kilku mechanizmów przełączania pokazano na rys. 14.23a ÷ e. Zasady działania nie wymagają dodatkowych objaśnień, ponieważ na każdym schemacie przedstawiano mechanizm w pozycjach włączonej i wyłączonej



Rys. 14.23. Schematy mechanizmów przłączania: powyżej osi — w pozycji rozłączonej, poniżej osi — w pozycji włączonej [4]

nej, a także podano kierunki siły włączającej F_w i siły docisku F_n oraz wartość przesunięcia s .

Mechanizmy włączania mogą być również uruchamiane pneumatycznie, hydraulicznie lub elektromagnetycznie.

14.5. Sprzęgła samoczynne

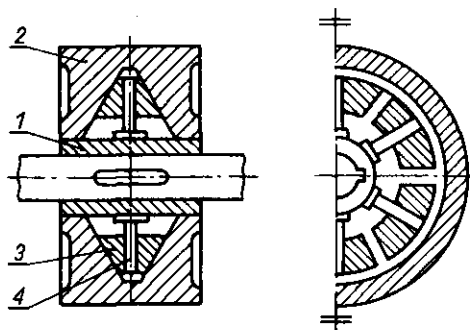
Sprzęgła samoczynne umożliwiają łączenie lub rozłączanie członów bez interwencji obsługującego, tzn. wyłącznie wskutek zmian zadanych parametrów pracy. Najczęściej wykorzystuje się siły bezwładności (zwłaszcza siły odśrodkowe), zmianę kierunku ruchu obrotowego lub zmianę momentu obrotowego.

Sprzęgła samoczynne dzieli się na:

- odśrodkowe, w których włączenie lub rozłączenie sprzęgła następuje na skutek działania siły odśrodkowej,
- jednokierunkowe, przekazujące moment obrotowy tylko w jednym kierunku, a wyłączające się przy zmianie kierunku ruchu obrotowego,

- bezpieczeństwa, wyłączające się przy przekroczeniu założonego momentu obrotowego.

Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych, ilustrujące zasadę działania **sprzęgła odśrodkowego**, przedstawiono schematycznie na rys. 14.24. W członie czynnym 1 są umieszczone trzpienie 4, wzdłuż których przesuwają się segmenty kształtowe 3. Po uruchomieniu członu czynnego i pod wpływem siły odśrodkowej segmenty przesuwają się ku obwodowi zewnętrznemu. Docisk segmentów do członu biernego 2 powoduje powstanie sił tarcia na stykających się powierzchniach i przeniesienie momentu obrotowego. Rozłączenie sprzęgła następuje również samoczynnie — przy zmniejszeniu prędkości obrotowej lub po zatrzymaniu się członu czynnego.

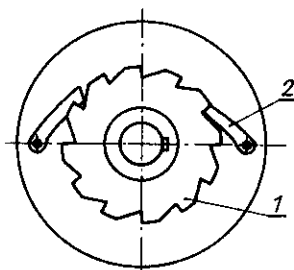


Rys. 14.24. Sprzęgło odśrodkowe cierne

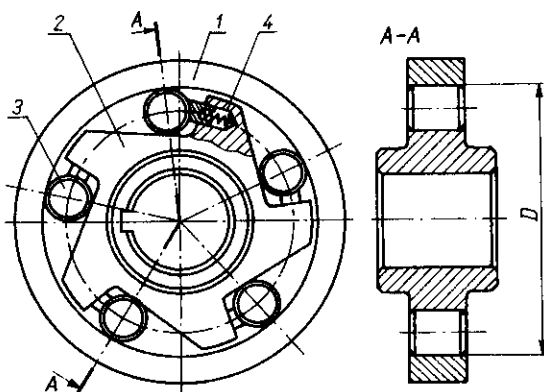
Sprzęgła odśrodkowe stosowane są najczęściej jako sprzęgła rozruchowe, umożliwiające rozruch bez obciążenia silników o dużych prędkościach początkowych. Bezwładność mas członu biernego w początkowej fazie rozruchu powoduje poślizgi na powierzchniach ciernych i dopiero po osiągnięciu odpowiedniej prędkości obrotowej członu biernego następuje przeniesienie całkowitego momentu. W sprzęgłach odśrodkowych są stosowane różne kształty segmentów i różne konstrukcje innych elementów tych sprzęgła.

Sprzęgła jednokierunkowe, przekazujące moment obrotowy tylko w jednym kierunku, działają pod wpływem siły obwodowej jako siły nacisku lub siły tarcia. Najczęściej stosuje się sprzęgła zapadkowe i sprzęgła cierne. Zasadę działania sprzęgła zapadkowego przedstawia rys. 14.25. Koło uzębione 1 jest osadzone na jednym członie (np. czynnym), a zapadki 2 na elemencie współpracującym. Przy ruchu obrotowym koła uzębionego w prawo (por. rysunek) następuje przeniesienie momentu obrotowego, natomiast przy przeciwnym zapadki ślizgają się po zębach. Zależnie od konstrukcji sprzęgła koło uzębione i zapadki są umieszczone na zewnątrz lub wewnątrz tarczy, a liczba zapadek wynosi $1 \div 4$.

Sprzęgła jednokierunkowe cierne przenoszą moment obrotowy w wyniku działania sił tarcia. Jednym z rozwiązań, pokazanym w uproszczeniu na rys. 14.26, jest sprzęgło objęte normą PN-72/M-85295. Przy ruchu obrotowym tarczy 2 w prawo następuje zaciśnięcie wałków 3 między tarczą kształtową 2 i pierścieniem 1. Zaciskanie ułatwia docisk sprężyn 4. Przy zmianie kierunku ruchu obrotowego wałki 3 pokonują opór sprężyn 4 i spoczywają swobodnie między tarczą i pierścieniem, nie przenosząc momentu obrotowego. Według podanej normy sprzęgła te mogą być wykonywane w zakresie



Rys. 14.25. Schemat sprzęgła jednokierunkowego zapadkowego



Rys. 14.26. Sprzęgło samoczynne mechaniczne jednokierunkowe [6]

średnic $D = 32 \div 160$ mm i przenoszą odpowiednio nominalne momenty obrotowe od 0,063 do 16 N·m.

Trzecią grupę sprzęgieł samoczynnych stanowią **sprzęgła bezpieczeństwa**. Ich działanie polega na samoczynnym wyłączeniu sprzęgła po przekroczeniu założonego momentu obrotowego.

Istnieją dwa podstawowe rodzaje sprzęgieł bezpieczeństwa: z łącznikiem podlegającym zniszczeniu i z łącznikiem trwałym. Przykładem sprzęgła z łącznikiem podlegającym zniszczeniu jest sprzęgło sztywne tulejowe kołkowe (rys. 14.2), omówione w p. 14.3. Przy identycznej konstrukcji różnica polega na tym, że w sprzęgle bezpieczeństwa należy zastosować kołki o mniejszej średnicy lub wykonane z materiału o niższej wytrzymałości, które po przekroczeniu założonego momentu obrotowego ulegną zniszczeniu. Dobór średnicy kołków polega na wyznaczeniu siły tnącej F z wzoru 14.4 i obliczeniu ich z warunku

$$\tau_t = \frac{4F}{\pi \cdot d_k^2 \cdot n} \geq R_t \quad (14.26)$$

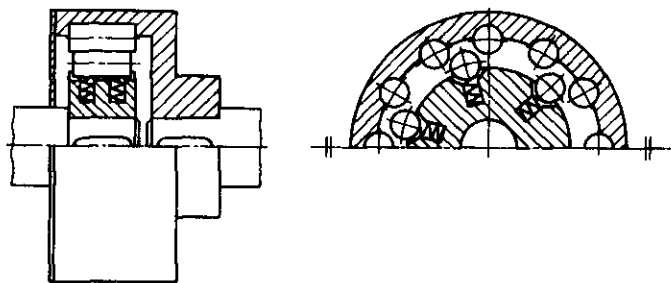
w którym:

R_t — wytrzymałość na ścinanie dla materiału kołka,

n — liczba przekrojów ścinanych w kołkach łączących jeden z wałów z tuleją.

Dla materiałów stosowanych na kołki można przyjąć: dla stali St0S $R_t = 280$ MPa, dla miedzi $R_t = 200$ MPa, dla aluminium $R_t = 90 \div 120$ MPa. Konstrukcja sprzęgieł tego typu powinna umożliwiać łatwą wymianę zniszczonych kołków.

Zasadę działania sprzęgieł bezpieczeństwa z łącznikiem trwałym przedstawiono na rys. 14.27. Założony moment obrotowy jest przenoszony przez siły docisku między wałeczkami umieszczonymi we wgłębieniach obu



Rys. 14.27. Sprzęgło bez-
pieczeństwa z łącznikiem
trwałym [6]

pierścieni (czynnego i biernego). Gdy założony moment zostaje przekroczony, wałeczki osadzone na sprężynach są wciskane i następuje ich przemieszczenie w sąsiednie położenia. Wymiary sprzęgła powinny być odpowiednio dobrane. Zmiana położenia (wejście między inne wałeczki członu współpracującego) musi następować z oporem tak ustalonym, aby sprzęgło rozłączało się chwilowo dopiero przy odpowiedniej wartości momentu obrotowego.

15. Hamulce

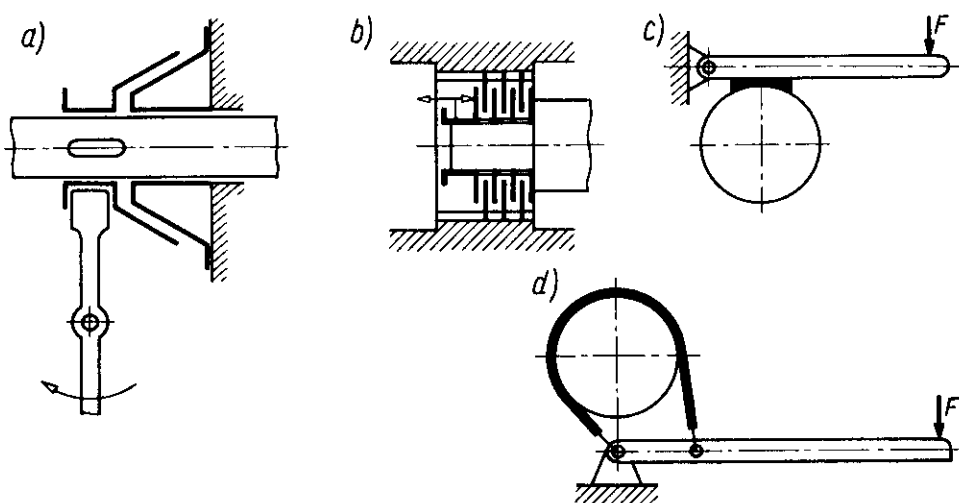
15.1. Klasyfikacja i charakterystyka hamulców

Hamulce są to urządzenia służące do zatrzymywania, zwalniania lub regulacji ruchu maszyn.

W budowie maszyn stosuje się najczęściej hamulce cierne. Hamulce te działają na podobnej zasadzie jak sprzęgła cierne, lecz działanie ich jest odwrotne. Zadaniem sprzęgieł ciernych jest nadanie ruchu obrotowego członowi biernemu przez cierne sprzęgnięcie go z obracającym się członem czynnym, natomiast zadaniem hamulców jest zatrzymanie części czynnej hamulca przez sprzęgnięcie jej z częścią nieruchomą, z reguły związaną z korpusem maszyny.

Zależnie od rodzaju mechanizmu włączającego i wyłączającego rozróżnia się hamulce cierne **mechaniczne** oraz — rzadziej stosowane — **hydrauliczne, pneumatyczne i elektromagnetyczne**.

Do podstawowych odmian hamulców ciernych mechanicznych zalicza się hamulce **tarczowe** — stożkowe i wielopłytkowe (rys. 15.1a, b), **klockowe** (szczękowe) — rys. 15.1c oraz **ciągnowe** (taśmowe) — rys. 15.1d.



Rys. 15.1. Hamulce: a) stożkowy, b) wielopłytkowy, c) jednoklockowy, d) ciągnowy

Ze względu na charakter pracy hamulce dzieli się na: luzowe i zaciskowe. Hamulce luzowe są stale zaciśnięte na bębnie hamulcowym (tarczy hamulca) i luzowane przed uruchomieniem maszyny. Hamulce luzowe są stosowane m.in. w mechanizmach podnoszenia suwnic oraz jako hamulce bezpieczeństwa w kolejnictwie. Hamulce zaciskowe są stale swobodne, tzn. części stała i ruchoma są odłączone i współpracują ze sobą tylko w czasie hamowania. Przykładem hamulców zaciskowych mogą być hamulce nożne w samochodach, hamulce maszynowe itp.

W przemyśle maszynowym najczęściej są stosowane hamulce klockowe i cięgnowe.

15.2. Hamulce klockowe

Hamulce klockowe dzieli się na jedno- i dwuklockowe. Podstawowe odmiany **hamulców jednoklockowych** są przedstawione na rys. 15.2. Moment tarcia M_T na bębnie hamulcowym ma zwrot przeciwny zwrotowi momentu obrotowego M_o . W celu zahamowania bębna moment tarcia musi pokonać zarówno czynny moment obrotowy, jak i moment bezwładności hamowanego układu. Do obliczeń przybliżonych zakłada się

$$M_T = (1,75 \div 2,5)M_o \quad (15.1)$$

Większe wartości momentu tarcia należy przyjmować przy dużej prędkości obrotowej układu hamowanego oraz przy żądanym krótszym czasie hamowania.

Znając wartość momentu tarcia, niezbędnego do zahamowania ruchu obrotowego bębna, można obliczyć wartość siły nacisku klocka na bęben z zależności

$$M_T = T \cdot \frac{D}{2} = F_n \cdot \mu \cdot \frac{D}{2}$$

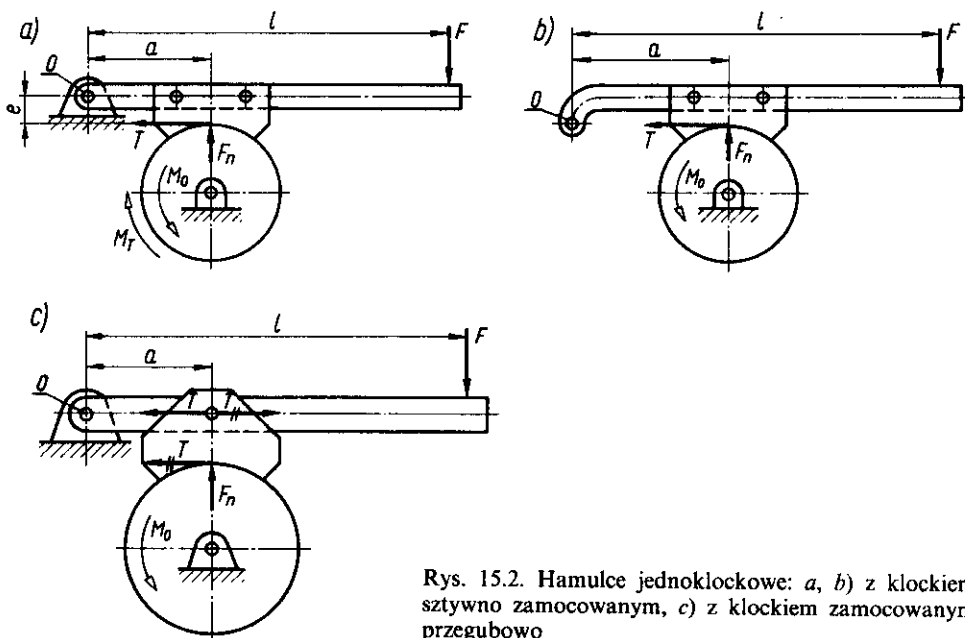
stąd

$$F_n = \frac{2M_T}{\mu \cdot D} \quad (15.2)$$

Siłę nacisku F_n traktuje się jako siłę skupioną, zastępującą obciążenie ciągle wynikające z nacisku klocka na bęben.

Obliczanie hamulców jednoklockowych polega na wyznaczeniu siły F , którą należy przyłożyć do dźwigni hamulca, aby zahamować bęben, na ustaleniu wymiarów szczęki hamulcowej z warunku na naciski powierzchniowe oraz sprawdzeniu hamulca na rozgrzewanie.

Na elementy cierne hamulców stosuje się te same materiały co na sprzęgła cierne, dlatego odpowiednie wartości współczynnika tarcia μ , nacisków dopuszczalnych p_{dop} oraz iloczynu $(p \cdot v)_{dop}$ przyjmuje się z tabl. 14.2.



Rys. 15.2. Hamulce jednoklockowe: a, b) z klockiem sztywno zamocowanym, c) z klockiem zamocowanym przegubowo

W hamulcu jednoklockowym dźwignia hamulca jest zamocowana przegubowo w punkcie O , a klocek jest połączony sztywno z dźwignią za pomocą dwóch sworzni (rys. 15.2a). Na dźwignię działa F_n — reakcja od siły nacisku klocka na bęben, siła F potrzebna do zahamowania bębna oraz siła tarcia T między klockiem a bębniem. Dla dźwigni (i klocka) zwrot siły tarcia T jest zgodny z kierunkiem momentu obrotowego (jak na rysunku), a dla bębna — przeciwny. Wszystkie siły działają w jednej płaszczyźnie, tworząc dowolny płaski układ sił, zatem wartość siły F wyznacza się z warunku równowagi dźwigni (względem punktu obrotu dźwigni O)

$$F \cdot l - F_n \cdot a + T \cdot e = 0 \quad (15.3)$$

Podstawiając do wzoru 15.3 wartość $T = F_n \cdot \mu$ otrzymuje się

$$F \cdot l - F_n(a - e \cdot \mu) = 0 \quad (15.4)$$

Wprowadzając następnie do wzoru 15.4 wartość F_n z wzoru 15.2 otrzymuje się zależność

$$F = F_n \cdot \frac{a - e \cdot \mu}{l} = \frac{2M_T}{D \cdot \mu} \cdot \frac{a - e \cdot \mu}{l} \quad (15.5)$$

W podobny sposób można wyprowadzić wzór na obliczenie siły F przy przeciwnym kierunku ruchu obrotowego bębna niż założony na rys. 15.2a. W wyniku tej zmiany siła tarcia otrzyma przeciwny zwrot i wzór 15.5 przyjmie postać

$$F = F_n \cdot \frac{a + e \cdot \mu}{l} = \frac{2M_T}{D \cdot \mu} \cdot \frac{a + e \cdot \mu}{l} \quad (15.6)$$

Z porównania wzorów 15.5 i 15.6 wynika, że hamulec ten nie nadaje się do pracy przy zmianach kierunku ruchu obrotowego bębna, ponieważ należałoby wówczas regulować wartość siły F (jest ona różna w obu przypadkach).

Jeśli kierunek ruchu obrotowego ma być stały, stosuje się układ dźwigni hamulca podany na rys. 15.2a, ponieważ w tym przypadku do zahamowania bębna wystarczy mniejsza siła F .

Jeśli kierunek ruchu obrotowego bębna ma być zmienny, można stosować konstrukcję dźwigni według rys. 15.2b. Wygięcie dźwigni w ten sposób, aby jej punkt obrotu O leżał na linii działania siły tarcia T powoduje, że ramię tej siły $e = 0$ i wobec tego iloczyn $e \cdot \mu = 0$.

Wartość siły F koniecznej do zahamowania bębna wyniesie wówczas

$$F = F_n \cdot \frac{a}{l} = \frac{2M_T \cdot a}{D \cdot \mu \cdot l} \quad (15.7)$$

zatem nie zależy ona w tym przypadku do kierunku ruchu obrotowego.

Taki sam rezultat otrzymuje się bez wygięcia dźwigni, jeżeli klocek hamulcowy zostanie umocowany na dźwigni przegubowo na jednym sworzniu, umieszczonym na linii działania siły F_n (rys. 15.2c). W tym przypadku siłę nacisku F_n można rozpatrywać jako działającą na sworzeń. Wprowadzając umownie w osi sworznia zerowy układ sił T , otrzymujemy siłę T działającą na sworzeń wzdłuż osi dźwigni oraz moment od pary sił T (oznaczonych na rys. 15.2c dwiema kreskami). Moment ten dąży do obrócenia klocka i nie wpływa na obliczenia dźwigni. Przy tej konstrukcji hamulca wartość siły F oblicza wg wzoru 15.7.

Wymiary klocka oblicza się na podstawie warunku na naciski powierzchniowe

$$p = \frac{F_n}{t \cdot b} \leq k_o \quad (15.8)$$

w którym:

t — długość klocka (mierzona po cięciwie łuku),

b — szerokość klocka,

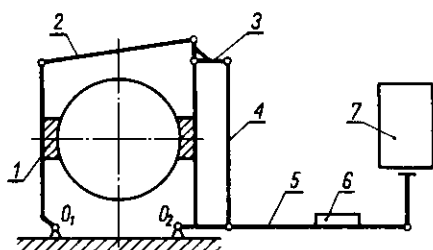
k_o — dopuszczalne naciski jednostkowe — wg tabl. 14.2.

Wartości średnicy bębna hamulcowego D i szerokości klocka b zakłada się konstrukcyjnie. Najczęściej przyjmuje się: $D = 120$ mm i $b = 40$ mm, analogicznie 160—50, 200—65, 250—80, 320—100, 400—125, 500—160, 630—200, 710—220 oraz $D = 800$ mm i $b = 250$ mm. Szerokość bębna przyjmuje się większą od szerokości klocka najczęściej o 10 mm. Jeden klocek powinien stykać się z bębniem hamulcowym na długości $l = (0,52 \div 0,78)D$, co odpowiada kątowi pokrycia $\varphi = 60 \div 90^\circ$.

Hamulce cierne sprawdza się na rozgrzewanie według tego samego wzoru co sprzęgła cierne

$$(p \cdot v)_{rzecz} \leq (p \cdot v)_{dop} \quad (15.9)$$

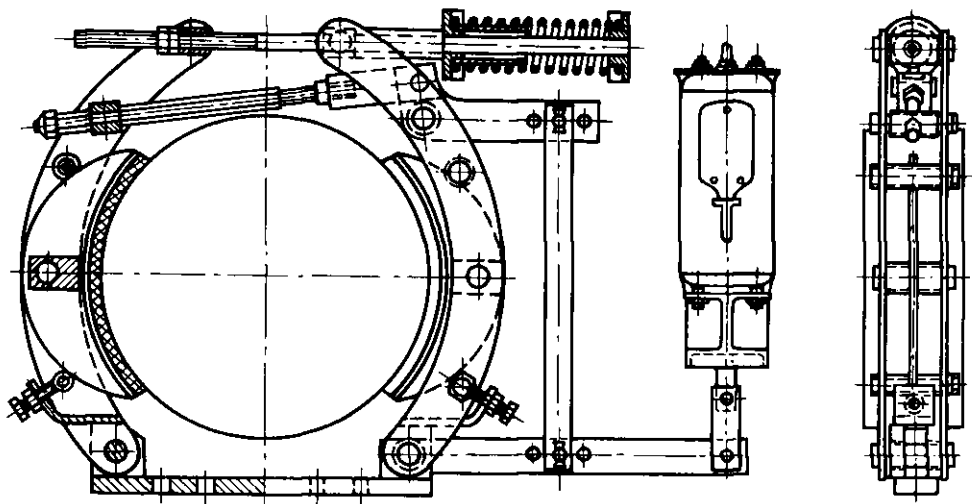
Hamulce jednoklockowe powodują obciążenie wału bębna hamulcowego dość znaczną siłą zginającą, dlatego są stosowane do wałów o średnicach do 50 mm, przenoszących nieduże momenty obrotowe. W hamulcach dwuklockowych siły nacisku klocków na bęben równoważą się, nie powodując zginania wału, oraz — ze względu na zdwojony układ dźwigni — umożliwiają hamowanie przy mniejszej sile F_n . Schemat jednego z częściej stosowanych hamulców dwuklockowych przedstawia rys. 15.3.



Rys. 15.3. Schemat hamulca dwuklockowego z luzownikiem
1 — klocki hamulcowe, 2÷5 — dźwignie, 6 — ciężar, 7 — luzownik

Klocki 1 hamulca są stale zaciśnięte na bębnie. Ruch obrotowy wału wraz z bębniem następuje po odsunięciu klocków od bębna. W tym celu uruchamia się luzownik 7 — najczęściej elektromagnetyczny — który unosi dźwignię 5, a następnie przez układ pozostałych dźwigni (4, 3 i 2) powoduje odsunięcie klocków 1 od bębna. Hamowanie ruchu obrotowego bębna następuje po wyłączeniu luzownika. Ciężar 6 umieszczony na dźwigni 5 powoduje ruch układu dźwigni w kierunku przeciwnym i zaciśnięcie klocków na bębnie hamulcowym. Wartość momentu tarcia wywołanego między klockami i bębniem zależy od ciężaru 6 i jego położenia na dźwigni 5 oraz od wymiarów poszczególnych dźwigni. W nowych konstrukcjach zacisk klocków na bębnie jest wywołany sprężyną — zamiast ciężarem (obciążnikiem). Hamulec tego typu jest przedstawiony na rys. 15.4.

Hamulce dwuklockowe są stosowane m.in. w ciężkich obrabiarkach oraz mechanizmach podnoszenia suwnic. W suwnicach odgrywają one także rolę hamulców bezpieczeństwa (w przypadku awaryjnego przerwania dopływu prądu następuje zwolnienie luzownika elektromagnetycznego i samoczynne zaciśnięcie klocków na bębnie). Hamulce dwuklockowe są produkowane jako gotowe zespoły i objęte są normami zakładów wytwórczych. Najważniejszymi wartościami, na których podstawie dobiera się hamulce z katalogu, są: średnica bębna hamulcowego D oraz maksymalne wartości momentu hamowania i prędkości obrotowej bębna. Hamulce te są budowane w kilku odmianach (przy tej samej średnicy bębna), różniących się maksymalnym momentem hamowania i maksymalną prędkością obrotową. Hamulce dwuklockowe z luzownikiem elektromagnetycznym są produkowane o średnicach

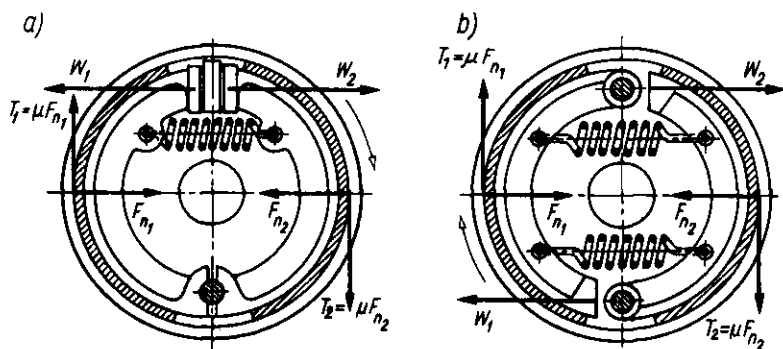


Rys. 15.4. Hamulec dwuklockowy zwierany sprężyną i zwalniany luzownikiem elektromagnetycznym [3]

bębna od 120 do 630 mm i maksymalnym momencie hamowania odpowiednio od 20 do 2500 N·m.

Elementy cierne wykonuje się w postaci płytek o kształtach i wymiarach dostosowanych do klocków hamulcowych. Podstawową technologią stosowaną przy łączeniu okładzin ciernych z klockami jest nitowanie lub — rzadziej — łączenie śrubami. W związku z powstawaniem nowych rodzajów klejów o coraz wyższych własnościach wytrzymałościowych stosuje się również klejenie okładzin. Podane sposoby łączenia elementów ciernych z korpusem klocka hamulcowego odnoszą się również do łączenia okładzin z tarczami i taśmami.

Na rysunku 15.5a, b przedstawiono schematy hamulców szczękowych, ze szczękami umieszczonymi wewnątrz bębna hamulcowego. Są to hamulce zaciskowe, w których szczęki są odsunięte od bębna dzięki działaniu sprężyn.

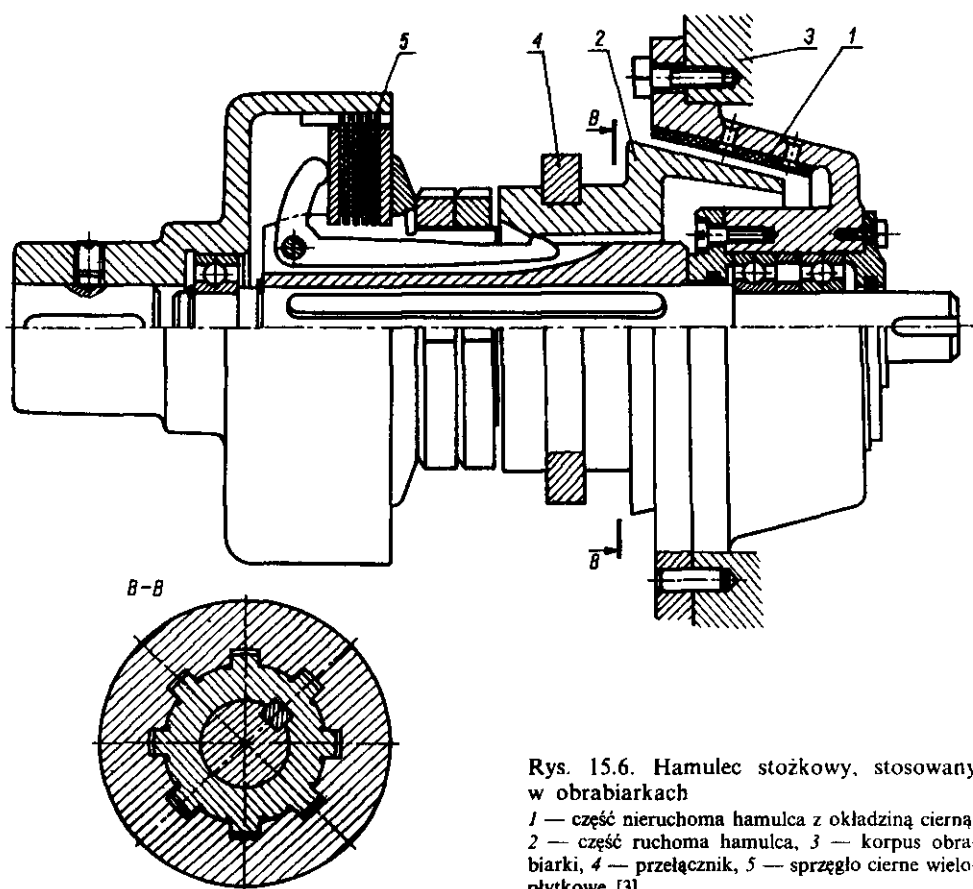


Rys. 15.5. Schematy hamulców szczękowych wewnętrznych [3]

Hamowanie ruchu obrotowego bębna następuje wskutek działania sił włączających (W_1 i W_2) na swobodne końce szczęk, co powoduje dociśnięcie szczęk do bębna. Przy jednakowych wartościach sił W_1 i W_2 rozwiązanie konstrukcyjne na rys. 15.5a przedstawia układ, w którym wartości sił nacisku F_{n1} i F_{n2} są różne, natomiast w hamulcu o konstrukcji wg rys. 15.5b działanie hamujące obu szczęk jest jednakowe.

Hamulce tarczowe są często stosowane w obrabiarkach, m.in. jako hamulce do szybkiego zatrzymywania wrzeciona obrabiarki. Konstrukcja hamulca tarczowego stożkowego jest przedstawiona na rys. 15.6. Przy przesuwaniu pierścienia ślizgowego przełącznika 4 w prawo następuje wyłączenie sprzęgła 5, a następnie zetknięcie części ruchomej hamulca 2 z częścią nieruchomą 1 i zahamowanie ruchu obrotowego wału biernego. Część ruchoma hamulca 2 jest osadzona na tulei wielowypustowej (przekrój B-B), co ułatwia jej przesuwanie.

Połączenie hamulca ze sprzęgłem powoduje, że konstrukcja układu napędowego obrabiarki jest zwarta. Dalszą zaletą jest możliwość szybkiego zahamowania wału biernego, a ponadto proste zabezpieczenie przed włączeniem sprzęgła przy zaciśniętym hamulcu.



Rys. 15.6. Hamulec stożkowy, stosowany w obrabiarkach

1 — część nieruchoma hamulca z okładziną cierną, 2 — część ruchoma hamulca, 3 — korpus obrabiarki, 4 — przełącznik, 5 — sprzęgło cierne wielopłytkowe [3]

PRZYKŁAD 15.1. Obliczyć hamulec jednoklockowy (wg rys. 15.2a), w którym moment obrotowy bębna wynosi $M_o = 25 \text{ N} \cdot \text{m}$ przy jego prędkości obrotowej $n = 800 \text{ obr/min}$. Ze względów konstrukcyjnych przyjęto średnicę bębna hamulcowego $D = 320 \text{ mm}$, szerokość klocka $b = 100 \text{ mm}$ oraz następujące odległości punktu zamocowania dźwigni od kierunków działania poszczególnych sił: $l = 900 \text{ mm}$, $a = 300 \text{ mm}$ i $e = 100 \text{ mm}$. W hamulcu zastosowano wykładzinę z tkaniny bawełnianej nasyczonej sztuczną żywicą.

Rozwiązanie

Ze względu na dość dużą prędkość obrotową bębna przyjmujemy

$$M_T = 2M_o = 2 \cdot 25 = 50 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ (wzór 15.1)}$$

Obliczamy wartość siły nacisku F_n oraz siły potrzebnej do hamowania F . Z tablicy 14.2 przyjmujemy minimalny współczynnik tarcia $\mu = 0,4$.

$$F_n = \frac{2M_T}{D \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 50}{0,32 \cdot 0,4} = 781,25 \text{ N}$$

$$F = F_n \cdot \frac{a - e \cdot \mu}{l} = 781,25 \cdot \frac{0,3 - 0,1 \cdot 0,4}{0,9} \approx 226 \text{ N}$$

Do dalszych obliczeń przyjmujemy $F_n \approx 800 \text{ N}$ oraz $F \approx 260 \text{ N}$. Długość klocka przyjmuje się w granicach $t = (0,52 \div 0,78)D$.

Zakładamy minimalną długość klocka

$$t \approx 0,52D = 0,52 \cdot 320 = 166,4 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $t = 170 \text{ mm} = 0,17 \text{ m}$.

Sprawdzamy wartość rzeczywistych nacisków jednostkowych przy założonych wymiarach hamulca

$$p = \frac{F_n}{t \cdot b} = \frac{800}{0,17 \cdot 0,1} = 47059 \text{ N/m}^2 \approx 0,047 \text{ MPa}$$

$$p = 0,047 \text{ MPa} \leq k_o = (0,05 \div 1,2) \text{ MPa}$$

Sprawdzamy hamulec na rozgrzewanie

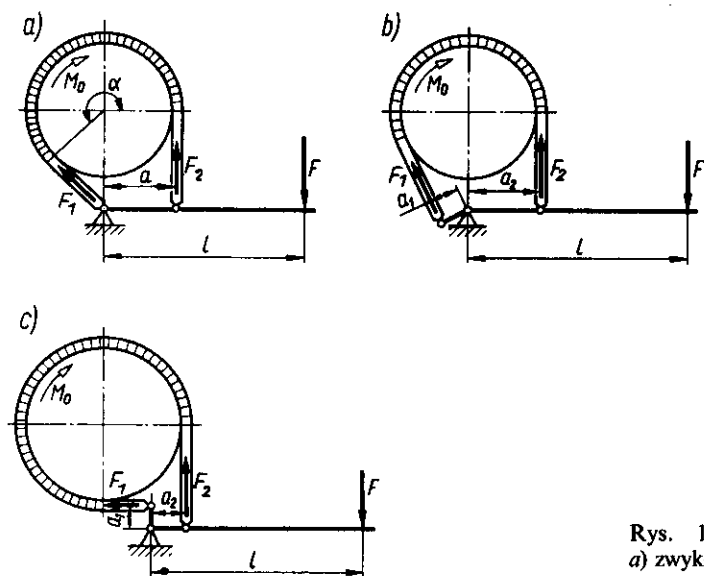
$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \approx \frac{3,14 \cdot 0,32 \cdot 800}{60} \approx 13,397 \approx 14 \text{ m/s}$$

$$p \cdot v = 0,047 \cdot 14 = 0,658 \text{ MN/(m} \cdot \text{s)} < (p \cdot v)_{dop} = 0,5 \div 2 \text{ MN/(m} \cdot \text{s)}$$

Wymiary hamulca są dobrane prawidłowo z tym, że należy zapewnić dość dobre odprowadzanie ciepła, gdyż przy pracy w warunkach odpowiadających minimalnej wartości iloczynu $(p \cdot v)_{dop}$ hamulec będzie się zbyt mocno nagrzewał.

15.3. Hamulce ciągnowe

Hamulce ciągnowe dzieli na **zwykłe, różnicowe i sumowe** (rys. 15.7). W porównaniu z hamulcami klockowymi odznaczają się one większą skutecznością hamowania i dlatego mogą być usytuowane na wałach, na których



Rys. 15.7. Hamulce cięgnowe: a) zwykły, b) różnicowy, c) sumowy

występują większe momenty obrotowe. Do ich zalet zalicza się także prostotę konstrukcji i zwartą budowę. Wadą hamulców cięgowych jest to, że pod wpływem naciągu cięgna następuje zginanie wału bębna. Cięgna są wykonywane z cienkiej taśmy stalowej, wyłożonej materiałem ciernym. Przy niewielkich momentach hamowania stosuje się cięgna z taśmy stalowej bez okładziny.

Obliczanie hamulców cięgowych polega na określeniu momentu tarcia M_T , niezbędnego do zahamowania bębna, obliczeniu wartości sił w cięgnie oraz na wyznaczeniu wartości siły F , jaką należy wywierać na dźwignię hamulca.

Wartość momentu tarcia zakłada się według wzoru 15.1. Przyjmując z warunków konstrukcyjnych średnicę bębna D , można wyznaczyć wartość siły tarcia potrzebnej do zahamowania bębna

$$T = \frac{2M_T}{D} \quad (15.10)$$

Cięgno styka się z bębniem na części jego obwodu, odpowiadającej kątowi opasania α (rys. 15.7a). Pod wpływem siły F , działającej na dźwignię hamulca, pomiędzy cięgnem i obracającym się bębniem występują naciski powierzchniowe oraz powstają siły rozciągające oba końce cięgna. W cięgnie rozróżnia się część czynną (nabiegającą na bęben), w której występuje siła napięcia F_1 , oraz część bierną, w której działa siła F_2 . Siła F_1 jest większa od siły F_2 , ponieważ część czynna cięgna jest dodatkowo rozciągana pod wpływem sił tarcia wywołanych momentem obrotowym.

Na podstawie warunku równowagi sił działających na cięgno można przyjąć, że siła tarcia T jest równa różnicy napięć cięgna

$$T = F_1 - F_2 \quad (15.11)$$

Stosunek sił F_1 i F_2 określa stała zależność (p. wzór 13.13 w przekładniach pasowych)

$$F_1 = F_2 \cdot m \quad (15.12)$$

gdzie $m = e^{\mu\alpha}$

Wartość kąta opasania α przyjmuje się w granicach $180 \div 270^\circ$ (od π do $1,5 \pi$ rad).

Na podstawie wzorów 15.11 i 15.12 można określić zależność między siłą tarcia T a siłami w ciągu

$$T = F_1 \left(1 - \frac{1}{m}\right) \text{ oraz } T = F_2(m - 1) \quad (15.13)$$

Wartość siły F , niezbędnej do zahamowania ruchu obrotowego bębna, oblicza się z warunku równowagi sił działających na dźwignię. Warunki równowagi ustala się względem punktu obrotu dźwigni, przyjmując kierunek ruchu obrotowego założony dla poszczególnych hamulców na rys. 15.7.

W hamulcu zwykłym (rys. 15.7a) część czynna ciągnąca jest zamocowana w punkcie obrotu dźwigni, zatem na dźwignię działają tylko siły F_2 oraz F i stąd warunek równowagi ma postać

$$F \cdot l - F_2 \cdot a = 0$$

a po przekształceniu

$$F = F_2 \cdot \frac{a}{l} \quad (15.14)$$

W hamulcach zwykłych przyjmuje się przełożenie dźwigni $l/a = 3 \div 6$.

Warunek równowagi dla hamulca różnicowego (rys. 15.17b) wynosi $F \cdot l + F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2 = 0$ stąd

$$F = \frac{F_2 \cdot a_2 - F_1 \cdot a_1}{l} \quad (15.15)$$

Dla hamulca sumowego (rys. 15.7c) najczęściej przyjmuje się $a_1 = a_2 = a$ i wówczas warunek równowagi ma postać

$$F \cdot l - F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2 = 0$$

stąd

$$F = \frac{a}{l}(F_1 + F_2), \text{ gdy } a_1 = a_2; \left(F = \frac{F_1 \cdot a_1 + F_2 \cdot a_2}{l} \right) \quad (15.16)$$

Jeżeli zmieni się kierunek ruchu obrotowego bębna (w stosunku do podanego na rys. 15.7), wówczas częścią czynną ciągnąca będzie dotychczasowa część bierna i odwrotnie.

Zmieniając odpowiednio oznaczenia siły czynnej i biernej (F_1 na F_2 , F_2 na F_1), na rys. 15.7 oraz we wzorach 15.14 i 15.15, otrzymuje się:

— dla hamulca zwykłego

$$F = F_1 \cdot \frac{a}{l} \quad (15.17)$$

— dla hamulca różnicowego

$$F = \frac{F_1 \cdot a_2 - F_2 \cdot a_1}{l} \quad (15.18)$$

— dla hamulca sumowego zostaje zachowana zależność 15.16.

Z analizy konstrukcji hamulców cięgowych i warunków równowagi określonych wzorami 15.14÷15.18 wynikają następujące wnioski:

1. Korzystniejsze warunki pracy hamulców zwykłych i różnicowych, tzn. mniejszą siłę potrzebną do hamowania bębna, otrzymuje się przy kierunku ruchu obrotowego przyjętym na rys. 15.7. Hamulce te nadają się więc tylko do pracy przy stałym kierunku ruchu obrotowego bębna i wału, na którym jest on osadzony, przy czym położenie dźwigni w stosunku do kierunku ruchu powinno być zgodne z podanym na rys. 15.7a, b.
2. W hamulcu różnicowym można uzyskać dowolnie małą siłę F , potrzebną do hamowania, przyjmując odpowiedni stosunek długości ramion dźwigni a_1 i a_2 . Przy niewłaściwym doborze wymiarów a_1 i a_2 siła F może być równa zero lub nawet mniejsza od zera, co oznacza, że hamulec staje się samozakleszczający. Dla uniknięcia samozakleszczania musi być spełniony warunek

$$\frac{a_2}{a_1} \geq m \quad (15.19)$$

Warunek ten można wyprowadzić na podstawie wzorów 15.11, 15.12 i 15.15.

3. W hamulcu sumowym (przy $a_1 = a_2 = a$) siła obciążająca F jest jednakowa dla obu kierunków ruchu obrotowego bębna, zatem teoretycznie może on pracować przy zmiennych kierunkach obrotów. Hamulec ten wymaga jednak stosowania znacznie większych sił obciążających w porównaniu z innymi hamulcami, co praktycznie przekreśla możliwość jego stosowania.
4. Z dotychczasowej analizy wynika, że do ruchu dwukierunkowego nie należy stosować hamulców cięgowych, lecz hamulce dwuklockowe.

Hamulce cięgnowe są budowane zarówno jako *zaciiskowe*, jak i jako *luzowe*. W hamulcach zaciskowych cięgno jest odciągnięte stale od bębna, najczęściej przez działanie sprężyny naciskającej na dźwignię w kierunku przeciwnym do kierunku działania siły F . W hamulcach cięgowych luzowych jest stosowany luzownik — podobnie jak w hamulcach klockowych.

PRZYKŁAD 15.2. Moment tarcia potrzebny do całkowitego zatrzymania bębna hamulca różnicowego wynosi $M_T = 600 \text{ N} \cdot \text{m}$. Ze względów konstrukcyjnych przyjęto następujące wymiary hamulca (oznaczenia wg rys. 15.7b): $D = 0,25 \text{ m}$, $l = 0,5 \text{ m}$, $a_1 = 0,05 \text{ m}$, $a_2 = 0,155 \text{ m}$, kąt opasania $\alpha = 252^\circ = 1,4 \pi \text{ rad}$. Materiał okładziny: żywica fenolowa. Obliczyć wartość siły F przy obu kierunkach ruchu obrotowego bębna hamulcowego.

Rozwiązanie

Obliczamy wartość siły tarcia

$$T = \frac{2Mr}{D} = \frac{2 \cdot 600}{0,25} = 4800 \text{ N}$$

Z tablicy 14.2 odczytujemy wartość współczynnika tarcia dla materiału okładziny $\mu = 0,25$.

Obliczamy wartość $e^{\mu\alpha}$

$$\lg e^{\mu\alpha} = \mu \cdot \alpha \cdot \lg e$$

z tablic: $\lg e = 0,434294$, stąd

$$\lg e^{\mu\alpha} = 0,25 \cdot 1,4 \cdot 3,14 \cdot 0,434294$$

$$\lg e^{\mu\alpha} = 0,47729, \text{ czyli } m = e^{\mu\alpha} \approx 3,0$$

Wartość sił napięcia w cięgnię wynosi

$$F_1 = \frac{T}{1 - \frac{1}{m}} = \frac{4800}{1 - \frac{1}{3}} = 7200 \text{ N (z wzoru 15.13)}$$

$$F_2 = F_1 - T = 7200 - 4800 = 2400 \text{ N}$$

Obliczamy wartość siły F

— przy układzie z rys. 15.7b (wg wzoru 15.15)

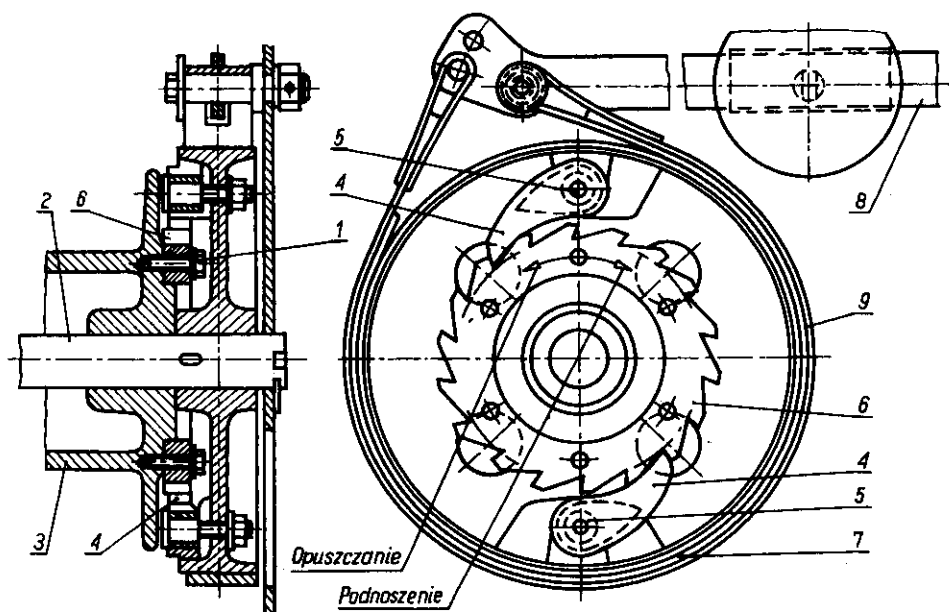
$$F = \frac{F_2 \cdot a_2 - F_1 \cdot a_1}{l} = \frac{2400 \cdot 0,155 - 7200 \cdot 0,05}{0,5} = 24 \text{ N}$$

— przy odwrotnym kierunku ruchu obrotowego (wg wzoru 15.18)

$$F = \frac{F_1 \cdot a_2 - F_2 \cdot a_1}{l} = \frac{7200 \cdot 0,155 - 2400 \cdot 0,05}{0,5} = 1992 \text{ N}$$

Otrzymany wynik potwierdza wnioski podane na podstawie analizy wzorów.

Na rysunku 15.6. przedstawiono konstrukcję, w której hamulec jest połączony ze sprzęgłem ciernym wielopłytkowym. Rysunek 15.8 przedstawia hamulec zwrotny połączony ze sprzęgłem zapadkowym w funkcjonalnie jednolitą całość. Hamulec ten działa tylko przy jednym kierunku ruchu obrotowego i jest najczęściej stosowany w mechanizmach podnoszenia suwnic. Koło zapadkowe 6 sprzęgła jest osadzone na wale 2 za pomocą wpustu, natomiast bęben hamulcowy 3 jest osadzony luźno. Wewnątrz bębna hamulcowego są umieszczone dwie zapadki 4. Podczas podnoszenia ciężaru hamulec jest zahamowany (kierunek ruchu obrotowego bębna przy podnoszeniu i opuszczaniu jest zaznaczony na rysunku). W czasie obracania się wału (wraz z kołem zapadkowym) w lewo zapadki ślizgają się po zębach koła. Przy zahamowanym bębnie przeciwny kierunek ruchu obrotowego jest niemożliwy, gdyż zapadki zatrzymują koło zapadkowe, a tym samym i wał. Osiąga się w ten sposób zabezpieczenie przed samoczynnym opadaniem ciężaru. Dopiero po złuzowaniu hamulca bęben hamulcowy obraca się wraz z zapadkami, kołem zapadkowym i wałem, umożliwiając opuszczenie ciężaru.



Rys. 15.8. Hamulec zwrotny

1 — śruba, 2 — wał, 3 — bęben, 4 — zapadki, 5 — sworzeń zapadki, 6 — koło zapadkowe, 7 — wieniec koła hamulcowego, 8 — dźwignia hamulca, 9 — taśma hamulca [16]

16. Mechanizmy

16.1. Rodzaje mechanizmów i ich klasyfikacja

Pojęcia podstawowe. 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 (np. 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

$$a = 6 - s \quad (16.1)$$

w której:

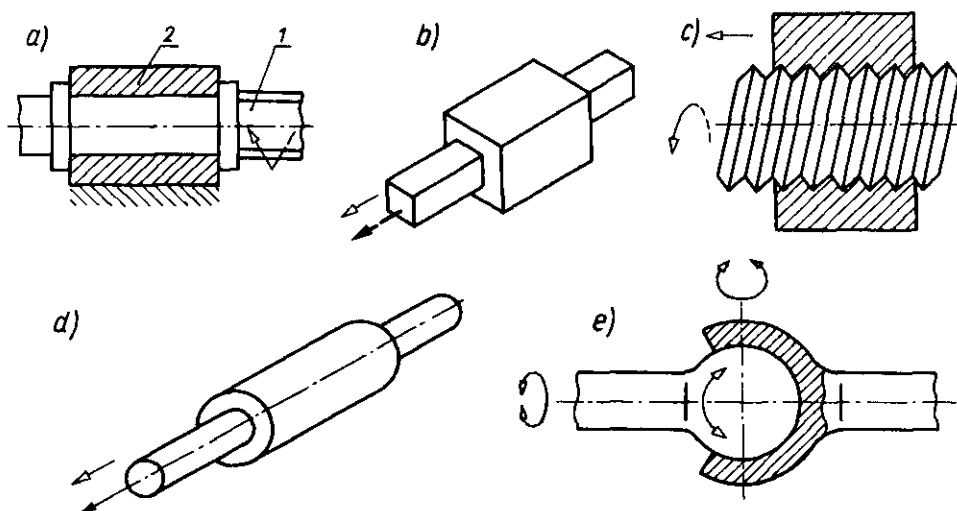
a — liczba odebranych stopni swobody,

s — liczba stopni swobody danej pary kinematycznej.

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

$a = 6$ (połączenie członów w sposób uniemożliwiający jakikolwiek ruch względem siebie) otrzymuje się pięć klas par, oznaczonych liczbami $V \div I$.

Pary kinematyczne klasy V mają odebrane 5 stopni swobody, zatem mogą wykonywać tylko jeden ruch (obrotowy lub postępowy). Przykładami par klasy V są: łożysko ślizgowe i wał (rys. 16.1a), suwak w prowadnicy (rys. 16.1b) lub śruba z nakrętką (rys. 16.1c); w przykładzie c ruchowi obrotowemu śruby towarzyszy ruch postępowy (przy nieruchomej nakrętce), jednak jest to ruch wymuszony, zależny od gwintu.



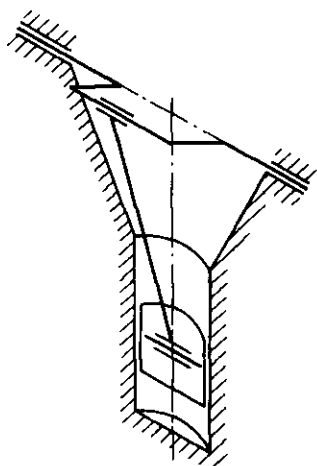
Rys. 16.1. Przykłady par kinematycznych: a, b, c) klasy V, d) klasy IV, e) klasy III [2, 15, 17]

Pary kinematyczne klasy IV mogą wykonywać dwa rodzaje ruchu, np. obracać się i niezależnie przesuwają wzdłuż osi (rys. 16.1d). Parę taką tworzą też np. koła zębate przesuwne, stosowane we wrzeciennikach obrabiarek.

Przykładem pary kinematycznej klasy III jest przegub kulisty (rys. 16.1e), umożliwiający obrót członów względem każdej z trzech osi.

W mechanizmach najczęściej stosowane są pary kinematyczne klasy V (z członami o jednym stopniu swobody ruchu), rzadziej — klasy IV (z członami o dwóch stopniach swobody ruchu) oraz bardzo rzadko — klasy III (o trzech stopniach swobody ruchu).

Pary kinematyczne są łączone w zespoły, tworząc łańcuchy kinematyczne. Przykładem łańcucha kinematycznego jest układ korbowy silnika (rys. 16.2), w którym kolejne pary kinematyczne



Rys. 16.2. Schemat układu korbowego silnika [17]

tworzą człony: łożyska — wał wykorbiony — korbówód — tłok — tuleja cylindra (korpus). Zespoły par tworzą często bardzo złożone łańcuchy kinematyczne, np. w układach napędowych obrabiarek (rys. 11.38 i 11.39). 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

$$w = 3(n - 1) - 2p_5 - 1p_4 \quad (16.2)$$

w której:

w — ruchliwość (stopień ruchliwości) mechanizmu płaskiego,

n — liczba członów,

p_5 — liczba par klasy V,

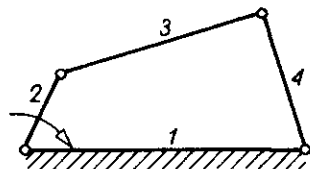
p_4 — liczba par klasy IV.

W budowie maszyn są stosowane różnorodne mechanizmy, które 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,
- o przerywanym ruchu członu biernego (m.in. zapadkowe, tzw. krzyż małański),
- z elementami sprężystymi i inne.

16.2. Mechanizmy dźwigniowe

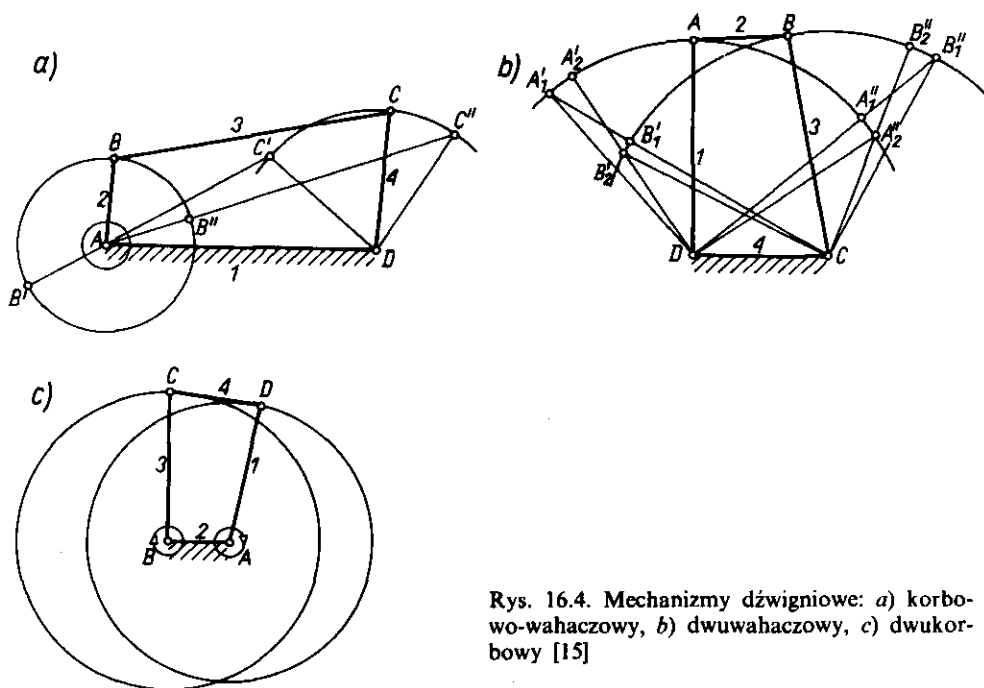
Podstawowym mechanizmem dźwigniowym jest czterocłonowy łańcuch dźwigniowy, składający się z czterech członów połączonych ze sobą przegubowo w węzłach (rys. 16.3). Mechanizm ten jest nazywany **czworobokiem przegubowym**. Składa się on z podstawy 1, ramion 2 i 4 oraz łącznika 3. Poszczególne człony czworoboku przegubowego są sztywne, a ich długości niezmiennie, zatem ruchy członów odbywają się po ściśle określonych torach, zależnych m.in. od wymiarów członów.



Rys. 16.3. Czterocłonowy łańcuch dźwigniowy [17]

Korbą nazywa się ramię czworoboku, które może wykonywać pełne obroty, **wahaczem** zaś — ramię, które wykonuje tylko ruchy wahadłowe. W zależności od doboru długości poszczególnych członów czworoboku moż-

na otrzymać różne mechanizmy dźwigniowe. Na rysunku 16.4a podano schemat mechanizmu korbowo-wahaczowego, w którym ruch obrotowy korby 2 powoduje ruch wahadłowy ramienia 4 (wahacza). Dla tego mechanizmu musi być spełniony warunek: suma długości członu najdłuższego i najkrótszego musi być mniejsza od sumy długości pozostałych członów.



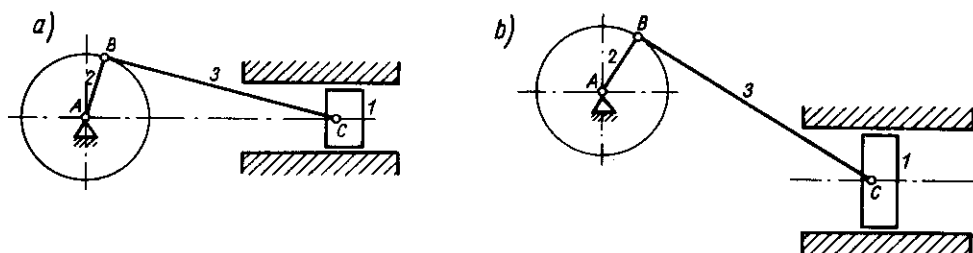
Rys. 16.4. Mechanizmy dźwigniowe: a) korbowo-wahaczowy, b) dwuwahaczowy, c) dwukorbowy [15]

Mechanizm dwuwahaczowy (rys. 16.4b) powstaje wówczas, gdy członem najkrótszym jest łącznik, a mechanizm dwukorbowy (rys. 16.4c) — gdy najkrótszym członem jest podstawa.

Ramiona będące wahaczami w czasie pracy przyjmują dwa położenia skrajne (zwrotne), nazywane położeniami (punktami) martwymi. Mechanizm znajdujący się w położeniu martwym może być uruchomiony tylko po przyłożeniu dodatkowej siły, uzyskanej w wyniku pracy dodatkowych urządzeń (np. koła zamachowego).

Odmianami mechanizmów opartych na czworoboku przegubowym są mechanizmy korbowe i jazmowe. Mechanizm korbowy (rys. 16.5) składa się w zasadzie z dwóch członów: korby i korbodu oraz trzech węzłów: A, B, C. Ruch obrotowy korby wywołuje ruch prostoliniowy (postępowo-zwrotny) wózka 1, który jest umieszczony w węźle C i przesuwa się w prowadnicach.

Mechanizm korbowy może być symetryczny (gdy oś prowadnicy wózka



Rys. 16.5. Schematy mechanizmów korbowych: a) symetrycznego, b) niesymetrycznego

przechodzi przez oś obrotu korby — rys. 16.5a) lub niesymetryczny — gdy osie te nie pokrywają się (rys. 16.5b).

W mechanizmie jarzmowym (rys. 16.6) ramieniem jest jarzmo z prowadnicą, w której przesuwa się kamień (węzeł B) połączony przegubowo z korbą. Ruch obrotowy korby powoduje ruch wahadłowy jarzma, który za pośrednictwem dalszych członów jest zamieniany na ruch postępowo-zwrotny napędzanego elementu.

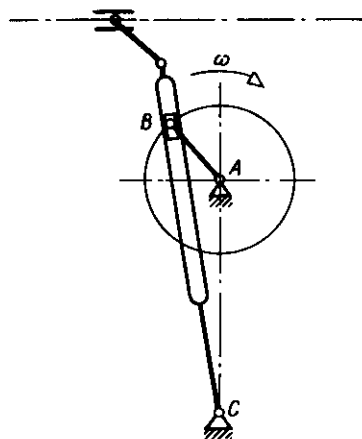
Zastosowanie mechanizmów dźwigniowych. Mechanizmy dźwigniowe mają tak duże i różnorodne zastosowanie w budowie maszyn i urządzeń mechanicznych, że z konieczności zostaną podane tylko niektóre przykłady ich rozwiązań konstrukcyjnych.

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

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

Mechanizmy dwukorbowe mogą być wykorzystywane jako przekładnie o zmiennym przełożeniu chwilowym. Przy jednakowych długościach obu korb stosuje się je m.in. w przenośnikach skokowych. Do najbardziej znanych i rozpowszechnionych należą mechanizmy korbowe. Służą one do zamiany ruchu obrotowego na postępowo-zwrotny (np. w sprężarkach, pompach tłokowych) lub ruchu postępowo-zwrotnego na obrotowy (np. 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.



Rys. 16.6 Schemat mechanizmu jarzmowego

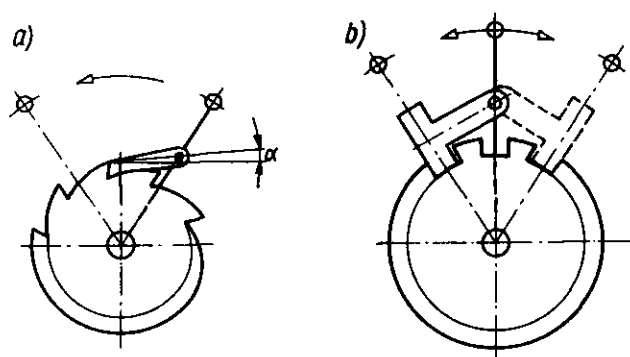
16.3. Mechanizmy do otrzymywania ruchu przerywanego

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

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

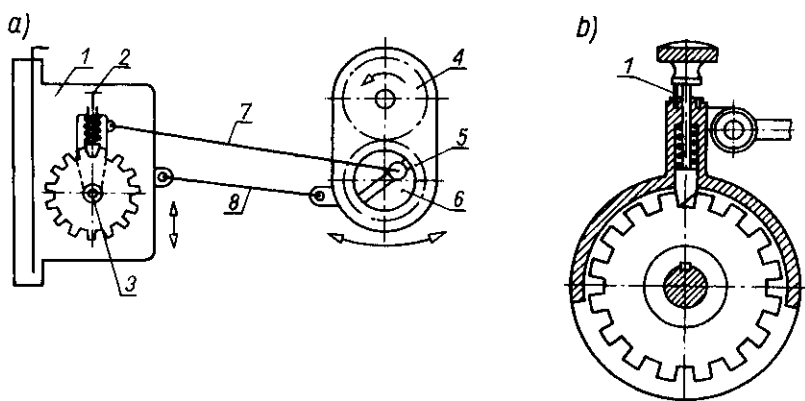
Charakter uzyskanego ruchu elementu biernego (napędzanego) zależy od rodzaju zastosowanego mechanizmu oraz od rodzaju ruchu członu czynnego (ciągłego lub włączonego okresowo). Do podstawowych mechanizmów umożliwiających spełnienie podanych zadań należą mechanizmy zapadkowe i krzyże maltańskie.

Mechanizmy zapadkowe. Prosty mechanizm zapadkowy składa się z koła zapadkowego uzębionego, zapadki oraz dźwigni. Jeżeli zapadka jest poruszana przez dźwignię, koło otrzymuje ruch przerywany jednokierunkowy — rys. 16.7a lub (przy zapadce symetrycznej, którą można przerzucać w obie strony) ruch przerywany w wybranym kierunku — rys. 16.7b. Kształt zapadki i zębów koła zapadkowego musi być tak dobrany, aby zapadka była wciągana w głąb wrębu. Jeżeli dźwignia jest unieruchomiona, wówczas przy jednym kierunku ruchu obrotowego koła zapadkowego zapadka ślizga się po jego zębach (rys. 16.7a — obrót koła odwrotny do ruchu wskazówek zegara), przy drugim zaś (przeciwnym) kierunku zapadka działa jak hamulec samoczynny.



Rys. 16.7. Schemat mechanizmu zapadkowego: a) jednokierunkowego, b) dwukierunkowego

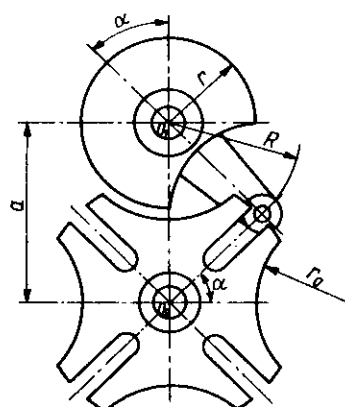
Istniejące rozwiązania konstrukcyjne napędów mechanizmów zapadkowych zależą od ich przeznaczenia. Na rysunku 16.8a przedstawiono schemat mechanizmu napędowego ruchu posuwowego, typowego dla strugarek poprzecznych. Koło zębate 4 jest osadzone na stale obracającym się wale korby



Rys. 16.8. Mechanizm posuwu strugarki poprzecznej: a) schemat mechanizmu, b) konstrukcja zapadki [12]

jarzma wahadłowego strugarki, zatem jeden obrót koła przypada na każdy podwójny skok suwaka strugarki. Z kołem tym zazębione jest koło 5; obrót koła 5 powoduje ruch obrotowy tarczy 6, stanowiącej korbę o regulowanej długości ramienia. Korba 6 powoduje ruch wahadłowy dźwigni zapadki za pośrednictwem korbowa 7, a zapadka napędza koło zapadkowe, wywołując (skokowo) posuw poprzeczny stołu strugarki. Regulacja wielkości tego posuwu następuje przez zmianę promienia korby. Przy zmianie położenia stołu strugarki w kierunku pionowym drążek 8 przemieszcza (ruchem wahadłowym) obudowę kół 4 i 5, co zapewnia prawidłową pracę mechanizmu przy różnych położeniach stołu. Konstrukcję samego mechanizmu zapadkowego przedstawia rys. 16.8b. W innych rozwiązaniach zapadka może być napędzana za pomocą mechanizmów dźwigniowych (np. w strugarkach wzdłużnych), krzywek (np. w dłutownicach) itd.

Krzyż maltański. Mechanizm nazywany krzyżem maltańskim służy przeważnie jako przekładnia przenosząca ruch obrotowy w sposób przerywany (skokowo). Krzyż maltański (rys. 16.9) składa się z tarczy z promieniowymi rowkami (krzyża), korby, w której na promieniu R jest umieszczony czop wchodzący w rowki krzyża, oraz z tarczy o promieniu r , zamocowanej w osi obrotu korby. W zależności od liczby rowków z , na każdy obrót korby przypada $\frac{1}{z}$ obrotu krzyża. W chwili wejścia i wyjścia czopa korby z rowka krzyża oś rowka powinna być styczna do koła o promieniu R , zakreślonego przez czop.



Rys. 16.9. Krzyż maltański [2]

Wycięcia w krzyżu o promieniu r_0 współpracują z tarczą korby o promieniu r w okresach, gdy czop korby jest poza rowkiem i służą do chwilowego unieruchomienia krzyża. Odległość osi a wyznacza się z zależności

$$a = \frac{R}{\cos \alpha} \quad (16.3)$$

w której $\alpha = \frac{180^\circ}{z}$

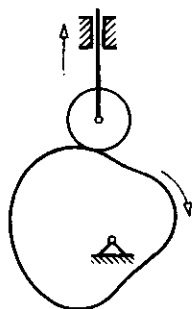
Liczba rowków z zależy od zadań, jakie spełnia krzyż maltański; najczęściej $z = 3 \div 6$.

Krzyż maltański jest stosowany przeważnie w mechanizmach podziałowych, np. do obrotu zespołów wrzecionowych w automatach tokarskich, do obrotu głowic rewolwerowych itp. W zależności od przeznaczenia krzyża maltańskiego korba może pracować ze stałą prędkością obrotową lub też może być uruchamiana okresowo (ręcznie lub mechanicznie), np. dla dokonania obrotu głowicy rewolwerowej.

16.4. 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 (rys. 16.10). 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. 16.10 Schemat mechanizmu krzywkowego

Elementem napędzającym mechanizmu (członem czynnym) jest zwykle krzywka, a członem napędzanym (biernym) — popychacz.

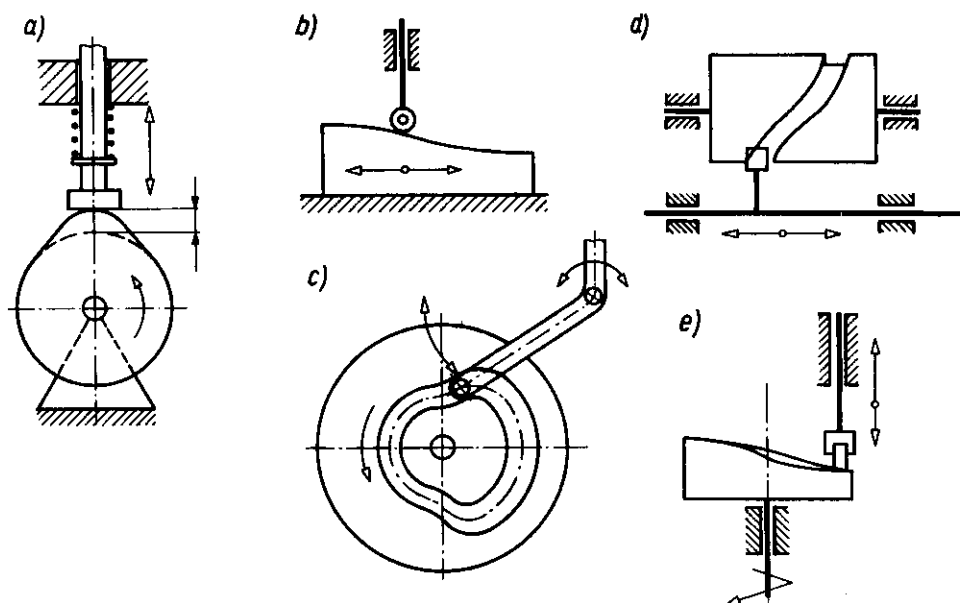
Warunkiem koniecznym dla uzyskania prawidłowej pracy mechanizmu jest nieprzerwany (ciągły) styk powierzchni roboczej krzywki z popychaczem. Spełnienie tego warunku uzyskuje się przez:

- wykorzystanie siły ciężkości popychacza (często wraz z układem napędzanym przez popychacz),
- działanie sprężyn dociskających,
- nadanie odpowiedniego kształtu powierzchni roboczej krzywki (np. przez prowadzenie popychacza w kanałku w krzywce).

Podstawowe rodzaje mechanizmów krzywkowych przedstawiono na rys. 16.11, a końcówki popychaczy — na rys. 16.12.

Zarysy powierzchni krzywek ustala się według programu pracy mechanizmu z uwzględnieniem kształtu końcówki popychacza.

Dla uzyskania szybkiego przesunięcia popychacza odpowiedni odcinek profilu krzywki powinien być stromy, a dla powolnych przesunięć — łagodny. W celu uzyskania postoju popychacza przez określony czas stosuje się: w krzywce walcowej odcinek profilu o stałym promieniu (rys. 16.11a), a w krzywce o ruchu postępowym — odcinek o stałej wysokości (rys. 16.11b).

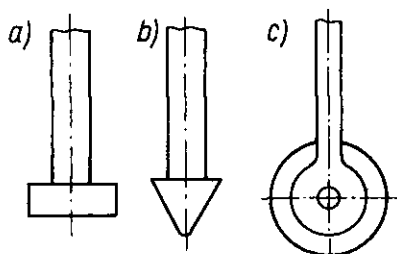


Rys. 16.11. Rodzaje mechanizmów krzywkowych: a, b) z krzywką płaską, c) z krzywką tarczową d, e) z krzywką walcową [2, 4]

Dla uzyskania stałej prędkości ruchu popychacza odcinek profilu krzywki płaskiej obrotowej (rys. 16.11c) powinien być wykonany wg spirali Archimede-
desa, krzywki walcowej (rys. 16.11d) — wg linii śrubowej o stałym skoku,

a krzywki płaskiej o ruchu postępowym (rys. 16.11b) — jako linia prosta pochyła.

Przy ruchu popychacza nie wymagającym stałej prędkości są stosowane inne krzywe o przebiegu ustalonym (np. spirala logarytmiczna) lub dowolnym.



Rys. 16.12. Końcówki popychaczy: a) płaska, b) ostrzowa, c) rolkowa

Jeśli popychacz jest płaski, profil krzywki musi być wypukły, a jeśli rolkowy, promień wklęsłej powierzchni krzywki musi być większy od promienia rolki.

Kształty krzywek ustala się na podstawie ustalonego charakteru ruchu popychacza. Gdy popychacz jest płaski, zarys krzywki ustala się bezpośrednio w stosunku do powierzchni styku popychacza z krzywką, gdy zaś krążkowy, o zarysie krzywki decyduje tor (droga) środka krążka.

Mechanizmy krzywkowe nie mogą przenosić dużych obciążeń, ponieważ powierzchnie robocze krzywek i popychaczy są wówczas narażone na szybkie zużycie (ścieranie). Z tego powodu mechanizmy krzywkowe są stosowane przeważnie do sterowania ruchem, a rzadko — do przenoszenia ruchów roboczych.

Mechanizmy krzywkowe są powszechnie stosowane w półautomatach i automatach tokarskich, do sterowania ruchem zaworów (np. w silnikach spalinowych) oraz z wielu innych maszynach i urządzeniach.

Wykaz literatury

WYKAZ ŹRÓDEŁ, Z KTÓRYCH ZACZERPNIĘTO CZĘŚĆ ILUSTRACJI I NIEKTÓRE PARAMETRY TECHNICZNE

1. Ciszewski B., Przetakiewicz W., *Nowoczesne materiały w technice*. Warszawa, Wyd. Bellona 1993
2. Czajkowski J. *Elementy przyrządów precyzyjnych*. Warszawa, WSiP 1986
3. Dietrich J., Kocańda St., Korewa W., Kornberger Z., Zygmunt K. *Podstawy konstrukcji maszyn. Cz. I, II i III*. Warszawa, WNT 1967 ÷ 69
4. Gabryelewicz F. *Części maszyn dla samouków. Cz. I i II (z atlasami)*. Warszawa, PWSZ 1964
5. Horwatt W., Bartoszewicz J. *Podstawy konstrukcji mechanicznych dla elektryków*. Warszawa, WNT 1971
6. *Katalog Polskich Norm*
7. Lawrowski Z. *Tribologia: tarcie, zużywanie i smarowanie*. Warszawa, PWN 1994
8. *Łożyska toczne. Katalog*. Warszawa, Wyd. Przemysłowe „Wema” 1991
9. Markusik S., *Sprzęgła mechaniczne*. Warszawa, WNT 1979
10. Müller L. *Przekładnie zębate. Projektowanie*. Warszawa, WNT 1979
11. Müller L. *Przekładnie obiegowe*. Warszawa, PWN 1983
12. *Obrabiarki do skrawania metali*. Praca zbiorowa. Warszawa, PWT 1961
13. Ochęduszek K. *Koła zębate. T. I i II*. Warszawa, WNT 1976
14. Orlik Z., Surowiak W. *Części maszyn. Cz. I*. Warszawa, WSiP 1980
15. Osiński Z. *Teoria maszyn i podstaw automatyki, cz. I*. Warszawa, Wyd. P. W. 1974
16. Osiński Z., Bajon W., Szucki T. *Podstawy konstrukcji maszyn*. Warszawa, PWN 1975
17. Parszewski Z. *Teoria mechanizmów i maszyn*. Warszawa, WNT 1976
18. *Podstawy konstrukcji maszyn*. Praca zbiorowa pod redakcją W. Korewy. T. I. Warszawa, PWN 1976
19. *Poradnik inżyniera mechanika. T. II*. Warszawa, WNT 1969
20. *Poradnik warsztatowca mechanika*. Warszawa, WNT 1981
21. Rutkowski A., Orlik Z. *Części maszyn cz. II*. Warszawa, WSiP 1986
22. Rutkowski A., Stępniewska A. *Zbiór zadań z części maszyn*. Warszawa, WSiP 1996
23. Surowiak W. *Nowe konstrukcje i metody obliczeń elementów maszynowych*. Warszawa, WNT 1963

Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne polecają uczniom i nauczycielom następujące książki, pomocne w projektowaniu części maszyn:

- Malinowski J., Jakubiec W., Starczak M., Płowucha W. *Sprawdzanie dokładności w budowie maszyn. Zbiór zadań* (seria: **Jakość w budowie maszyn**). Wyd. 1, 1997
- Malinowski J. *Pomiary długości i kąta w budowie maszyn* (seria: **Jakość w budowie maszyn**). Wyd. 4 zm., 1998
- Malinowski J., Jakubiec W. *Tolerancje i pasowania części maszyn*. Wyd. 2 popr. 1994
- Okraszewski K. *Ćwiczenia konstrukcyjne*. Wyd. 2 popr. 1994
- Okraszewski K. *Vademecum dyplomanta szkoły technicznej*. Wyd. 1. 1992

Wzory wielkościowe i liczbowe

Nr przykł.	Wzór wielkościowy	Wzór liczbowy	Zastosowanie wzorów liczbowych	
			Wartości dane	Obliczenia
1	2	3	4	5
1	$\sigma = \frac{F}{S}$	$\sigma_{[\text{MPa}]} = 10 \cdot \frac{F_{[\text{kN}]}}{S_{[\text{cm}^2]}}$	$F = 6 \text{ kN}$ $S = 2 \text{ cm}^2$	$\sigma = 10 \cdot \frac{6}{2} = 30 \text{ MPa}$
2		$\sigma_{[\text{MPa}]} = \frac{F_{[\text{N}]}}{S_{[\text{mm}^2]}}$	$F = 500 \text{ N}$ $S = 200 \text{ mm}^2$	$\sigma = \frac{500}{200} = 2,5 \text{ MPa}$
3	$F \leq k_r \cdot S$	$F_{[\text{kN}]} \leq 0,1 \cdot k_{r[\text{MPa}]} \cdot S_{[\text{cm}^2]}$	$k_r = 100 \text{ MPa}$, $S = 4 \text{ cm}^2$	$F \leq 0,1 \cdot 100 \cdot 4 = 40 \text{ kN}$
4		$F_{[\text{N}]} \leq k_{r[\text{MPa}]} \cdot S_{[\text{mm}^2]}$	$k_r = 50 \text{ MPa}$ $S = 400 \text{ mm}^2$	$F \leq 50 \cdot 400 = 20000 \text{ N}$
5	przy $S = a^2$	$a_{[\text{cm}]} \geq \sqrt{10 \cdot \frac{F_{[\text{kN}]}}{k_{r[\text{MPa}]}}}$	$F = 5 \text{ kN}$ $k_r = 80 \text{ MPa}$	$a \geq \sqrt{10 \cdot \frac{5}{80}} \approx 0,79 \text{ cm}$
6	$a \geq \sqrt{\frac{F}{k_r}}$	$a_{[\text{mm}]} \geq \sqrt{\frac{F_{[\text{N}]}}{k_{r[\text{MPa}]}}}$	$F = 2000 \text{ N}$ $k_r = 125 \text{ MPa}$	$a \geq \sqrt{\frac{2000}{125}} = 4 \text{ mm}$
7	przy $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$	$d_{[\text{cm}]} \geq \sqrt{10 \cdot \frac{4F_{[\text{kN}]}}{\pi \cdot k_{r[\text{MPa}]}}}$	$F = 6,3 \text{ kN}$ $k_r = 95 \text{ MPa}$	$d \geq \sqrt{10 \cdot \frac{4 \cdot 6,3}{3,14 \cdot 95}} \approx 0,92 \text{ cm}$
8	$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot k_r}}$	$d_{[\text{mm}]} \geq \sqrt{\frac{4F_{[\text{N}]}}{\pi \cdot k_{r[\text{MPa}]}}}$	$F = 9000 \text{ N}$ $k_r = 85 \text{ MPa}$	$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 9000}{3,14 \cdot 85}} \approx 11,6 \text{ mm}$
9	$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x}$	$\sigma_{g[\text{MPa}]} = \frac{M_{g[\text{N} \cdot \text{m}]}}{W_{x[\text{cm}^3]}}$	$M_g = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$ $W_x = 3 \text{ cm}^3$	$\sigma_g = \frac{150}{3} = 50 \text{ MPa}$

1	2	3	4	5
10	$M_g \leq W_x \cdot k_g$	$M_{g[N \cdot m]} \leq W_{x[cm^3]} \cdot k_{g[MPa]}$	$W_x = 6 \text{ cm}^3$ $k_g = 140 \text{ MPa}$	$M_g \leq 6 \cdot 140 = 840 \text{ N} \cdot \text{m}$
11	przy $W_x = 0,1 \text{ d}^3$	$d_{[cm]} \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_{g[N \cdot m]}}{k_{g[MPa]}}}$	$M_g = 1500 \text{ N} \cdot \text{m}$ $k_g = 60 \text{ MPa}$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1500}{60}} \approx 6,3 \text{ cm}$
	$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_g}{k_g}}$			
12	przy $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$	$h_{[cm]} \geq \sqrt{\frac{6 M_{g[N \cdot m]}}{b_{[cm]} \cdot k_{g[MPa]}}}$	$M_g = 900 \text{ N} \cdot \text{m}$ $k_g = 75 \text{ MPa}$ $b = 3 \text{ cm}$	$h \geq \sqrt{\frac{6 \cdot 900}{3 \cdot 75}} \approx 4,9 \text{ cm}$
	$h \geq \sqrt{\frac{6 M_g}{b \cdot k_g}}$			

Uwagi:

1. Podstawą do otrzymania prawidłowych wyników obliczeń jest uporządkowanie danych liczbowych wg jednostek podanych w wybranym wzorze liczbowym.
2. Czytanie wzorów liczbowych (wg przykładu 1): aby otrzymać wartość naprężeń σ w MPa, należy podstawić wartość siły F w kN, pole powierzchni S w cm^2 oraz zastosować współczynnik liczbowy 10, umożliwiający od razu wyliczenie naprężenia w żądanych jednostkach.
3. Jeżeli we wzorach wielkościowych występują inne współczynniki liczbowe (poza stosowanymi dla ujednolicenia wymiaru obu stron równania), przenosi się je bez zmian do wzorów liczbowych (przykład 7).
4. Dla zwiększenia czytelności wzorów liczbowych pominięto ich wyprowadzenie.
5. Przy stosowaniu innych wzorów wytrzymałościowych zaleca się sprawdzanie, w jakich jednostkach otrzyma się wynik.
6. Wzory liczbowe służą do upraszczania obliczeń wytrzymałościowych przy stosowaniu jednostek układu SI (bez przeliczania wymiarów z mm czy cm na m, wskaźników wytrzymałości z cm^3 na m^3 itd.).

Zamiana jednorodnych jednostek miar

Lp.	Nazwa	Symbol	Wartości zamienne (wybrane)	Przykłady
1	Metr	m	$1\text{ m} = 10^2\text{ cm} = 10^3\text{ mm}$	$2,2\text{ m} = 220\text{ cm} = 2200\text{ mm}$
2	centymetr	cm	$1\text{ cm} = 10^{-2}\text{ m} = 10\text{ mm}$	$15\text{ cm} = 0,15\text{ m} = 150\text{ mm}$
3	milimetr	mm	$1\text{ mm} = 10^{-3}\text{ m} = 10^3\text{ }\mu\text{m}$	$25\text{ mm} = 0,025\text{ m} = 25\,000\text{ }\mu\text{m}$
4	mikrometr	μm	$1\text{ }\mu\text{m} = 10^{-6}\text{ m} = 10^{-3}\text{ mm}$	$80\text{ }\mu\text{m} = 80 \cdot 10^{-6}\text{ m} = 0,08\text{ mm}$
5	metr kwadratowy	m^2	$1\text{ m}^2 = 10^4\text{ cm}^2 = 10^6\text{ mm}^2$	$0,5\text{ m}^2 = 5000\text{ cm}^2 = 500\,000\text{ mm}^2$
6	centymetr kwadratowy	cm^2	$1\text{ cm}^2 = 10^{-4}\text{ m}^2 = 10^2\text{ mm}^2$	$60\text{ cm}^2 = 0,006\text{ m}^2 = 6000\text{ mm}^2$
7	milimetr kwadratowy	mm^2	$1\text{ mm}^2 = 10^{-6}\text{ m}^2 = 10^{-2}\text{ cm}^2$	$900\text{ mm}^2 = 0,0009\text{ m}^2 = 9\text{ cm}^2$
8	metr sześcienny	m^3	$1\text{ m}^3 = 10^6\text{ cm}^3 = 10^9\text{ mm}^3$	$0,02\text{ m}^3 = 20\,000\text{ cm}^3 = 20 \cdot 10^6\text{ mm}^3$
9	centymetr sześcienny	cm^3	$1\text{ cm}^3 = 10^{-6}\text{ m}^3 = 10^3\text{ mm}^3$	$30\text{ cm}^3 = 0,00003\text{ m}^3 = 30\,000\text{ mm}^3$
10	milimetr sześcienny	mm^3	$1\text{ mm}^3 = 10^{-9}\text{ m}^3 = 10^{-3}\text{ cm}^3$	$400\text{ mm}^3 = 400 \cdot 10^{-9}\text{ m}^3 = 0,4\text{ cm}^3$
11	sekunda	s	$1\text{ s} = \frac{1}{60}\text{ min} = \frac{1}{3600}\text{ h}$	$30\text{ s} = 0,5\text{ min} = \frac{1}{120}\text{ h}$
12	minuta	min	$1\text{ min} = 60\text{ s} = \frac{1}{60}\text{ h}$	$15\text{ min} = 900\text{ s} = 0,25\text{ h}$
13	godzina	h	$1\text{ h} = 3600\text{ s} = 60\text{ min}$	$0,4\text{ h} = 1440\text{ s} = 24\text{ min}$
14	niuton	N	$1\text{ N} = 10^{-3}\text{ kN}$	$800\text{ N} = 0,8\text{ kN}$
15	kiloniuton	kN	$1\text{ kN} = 10^3\text{ N}$	$5\text{ kN} = 5000\text{ N}$
16	niuton na m²	N/m^2	$1\text{ N/m}^2 = 10^{-3}\text{ kN/m}^2$	$350\text{ N/m}^2 = 0,35\text{ kN/m}^2$
17	paskal	Pa	$1\text{ Pa} = 1\text{ N/m}^2$	$10\text{ Pa} = 10\text{ N/m}^2$
18	kilopaskal	kPa	$1\text{ kPa} = 10^3\text{ Pa} = 1\text{ kN/m}^2$	$1,6\text{ kPa} = 1600\text{ Pa}$
19	megapaskal	MPa	$1\text{ MPa} = 10^6\text{ N/m}^2 = 1\text{ N/mm}^2$	$70\text{ MPa} = 70 \cdot 10^6\text{ N/m}^2 = 70\text{ N/mm}^2$
20	dżul	J	$1\text{ J} = 1\text{ N} \cdot \text{m}$	$12\text{ J} = 12\text{ N} \cdot \text{m}$
21	niutonometr	$\text{N} \cdot \text{m}$	$1\text{ N} \cdot \text{m} = 1\text{ J}$	$180\text{ N} \cdot \text{m} = 180\text{ J}$
22	wat	W	$1\text{ W} = 1\text{ J/s} = 10^{-3}\text{ kW}$	$250\text{ W} = 0,25\text{ kW}$
23	kilowat	kW	$1\text{ kW} = 10^3\text{ W}$	$3\text{ kW} = 3000\text{ W}$



ISBN 83-02-07081-5



9 788302 070815

0 6

