



MINISTERSTWO EDUKACJI
i NAUKI



Waldemar Kula

Projektowanie połączeń rozłącznych i nierozłącznych 311[20].Z2.01

Poradnik dla ucznia

Wydawca

**Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy
Radom 2005**

Recenzenci:

mgr Jerzy Buczko

mgr Zbigniew Zienkiewicz

Konsultacja:

dr inż. Zbigniew Kramek

Opracowanie redakcyjne:

mgr inż. Katarzyna Maćkowska

Korekta:

mgr Edyta Koziel

Poradnik stanowi obudowę dydaktyczną programu jednostki modułowej 311[20].Z2.01 Projektowanie połączeń rozłącznych i nierozłącznych w modułowym programie nauczania dla zawodu technik mechanik.

Wydawca

Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom 2005

„Projekt współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego”

SPIS TREŚCI

1. Wprowadzenie	3
2. Wymagania wstępne	5
3. Cele kształcenia	6
4. Materiał nauczania	7
4.1. Obliczanie wytrzymałości części maszyn i wytrzymałości zmęczeniowej	7
4.1.1. Materiał nauczania	7
4.1.2. Pytania sprawdzające	12
4.1.3. Ćwiczenia	13
4.1.4. Sprawdzian postępów	13
4.2. Projektowanie połączeń nitowych	14
4.2.1. Materiał nauczania	14
4.2.2. Pytania sprawdzające	24
4.2.3. Ćwiczenia	24
4.2.4. Sprawdzian postępów	24
4.3. Projektowanie połączeń spajanych	25
4.3.1. Materiał nauczania	25
4.3.2. Pytania sprawdzające	32
4.3.3. Ćwiczenia	32
4.3.4. Sprawdzian postępów	33
4.4. Projektowanie połączeń gwintowych	33
4.4.1. Materiał nauczania	33
4.4.2. Pytania sprawdzające	40
4.4.3. Ćwiczenia	40
4.4.4. Sprawdzian postępów	40
4.5. Projektowanie połączeń kształtowych	41
4.5.1. Materiał nauczania	41
4.5.2. Pytania sprawdzające	45
4.5.3. Ćwiczenia	45
4.5.4. Sprawdzian postępów	46
4.6. Projektowanie połączeń sprężystych	46
4.6.1. Materiał nauczania	46
4.6.2. Pytania sprawdzające	53
4.6.3. Ćwiczenia	53
4.6.4. Sprawdzian postępów	53
4.7. Projektowanie rurociągów	54
4.7.1. Materiał nauczania	54
4.7.2. Pytania sprawdzające	58
4.7.3. Ćwiczenia	58
4.7.4. Sprawdzian postępów	59
5. Sprawdzian osiągnięć	60
6. Literatura	64

1. WPROWADZENIE

Poradnik będzie Ci pomocny w przyswajaniu wiedzy z zakresu projektowania połączeń rozłącznych i nierozłącznych, a także ułatwi Ci wykonywanie projektów połączeń rozłącznych i nierozłącznych.

Poradnik ten zawiera:

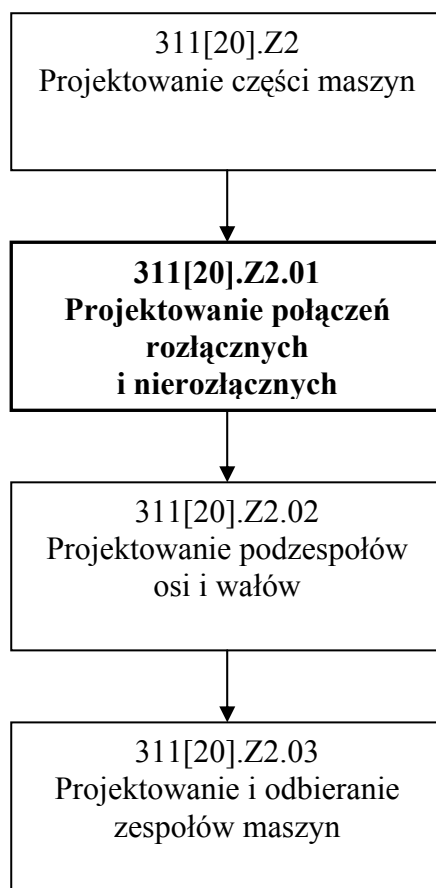
1. Wymagania wstępne, czyli wykaz niezbędnych umiejętności i wiedzy, które powinieneś mieć opanowane, aby przystąpić do realizacji tej jednostki modułowej.
2. Cele kształcenia tej jednostki modułowej.
3. Materiał nauczania (rozdział 4) umożliwia samodzielne przygotowanie się do wykonania ćwiczeń i zaliczenia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

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

Jednostka modułowa: Projektowanie połączeń rozłącznych i nierozłącznych, której treści teraz poznasz jest pierwszą w module koniecznych do zapoznania się z procesem projektowania połączeń rozłącznych i nierozłącznych – schemat 1.

Bezpieczeństwo i higiena pracy

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



Schemat układu jednostek modułowych

2. WYMAGANIA WSTĘPNE

Przystępując do realizacji programu nauczania jednostki modułowej powinieneś umieć:

- stosować układ SI,
- korzystać z różnych źródeł informacji,
- wykonywać podstawowe działania matematyczne,
- stosować zasady logicznego myślenia,
- obsługiwać kalkulator z funkcjami,
- wykonywać rysunki techniczne,
- rozróżniać oznaczenia stali,
- opisywać obróbkę cieplną stali.

3. CELE KSZTAŁCENIA

W wyniku realizacji programu jednostki modułowej powinieneś umieć:

- scharakteryzować model ciała sztywnego przyjętego w wytrzymałości materiałów,
- rozróżnić proste przypadki obciążeń elementów konstrukcyjnych,
- obliczyć naprężenia i odkształcenia dla prostych przypadków obciążeń,
- rozróżnić rodzaje naprężeń (normalne, styczne, rzeczywiste i dopuszczalne) dla różnych cykli naprężeń,
- scharakteryzować wytrzymałość zmęczeniową,
- rozróżnić i scharakteryzować połączenia nitowe,
- zaprojektować połączenie nitowe,
- zaprojektować węzeł nitowy kratownicy płaskiej,
- scharakteryzować połączenia spawane, zgrzewane, lutowane i klejone,
- zaprojektować połączenie spawane,
- zaprojektować połączenie zgrzewane i lutowane,
- scharakteryzować połączenia wciskowe, gwintowe i kształtowe,
- zaprojektować połączenie gwintowe,
- zaprojektować wskazane połączenie kształtowe,
- scharakteryzować połączenia sprężyste,
- zaprojektować sprężynę śrubową,
- sklasyfikować rurociągi,
- określić sposoby łączenia i uszczelniania rurociągów,
- sklasyfikować zawory i wskazać ich zastosowanie,
- zaprojektować rurociąg.

4. MATERIAŁ NAUCZANIA

4.1. Obliczanie wytrzymałości części maszyn i wytrzymałości zmęczeniowej

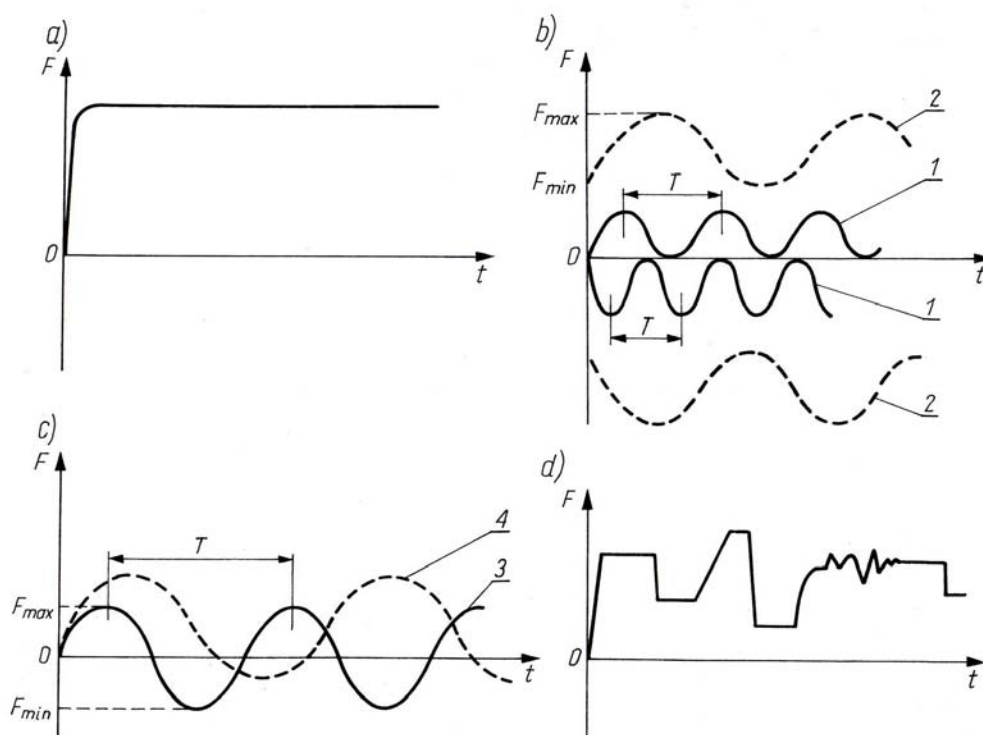
4.1.1. Materiał nauczania

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. Zadaniem konstruktora jest takie zaprojektowanie części, aby zapewnić 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. 1a)
- **zmienne**, o różnym charakterze zmienności w czasie pracy (rys. 1b, c i d).

Do zbliżonych obciążeń zmiennych można ewentualnie przyrównać obciążenia nieustalone (rys. 1d).



Rys. 1. 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)

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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

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

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 (rodzaju lub wartości) obciążenia albo przy ustalaniu przyczyn zniszczenia części.

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

$$\text{jako } \sigma \text{ (lub } \tau, \text{ lub } p) = \frac{F}{S} \leq k \text{ oraz } \sigma \text{ (lub } \tau) = \frac{M}{W} \leq k^1$$

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 m²,

M - obciążenie momentem (przy zginaniu M_g przy skręcaniu M_s), w N·m,

W - wskaźnik wytrzymałości przekroju (przy zginaniu W_x , przy skręcaniu W_o), w m³,

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)

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}).

Wszystkie obliczenia wykonuje się w jednostkach układu SI. Jednostką naprężenia w tym układzie jest **paskal** (1 Pa = 1 N/m²). 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.

¹ (rodzaju lub wartości)

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:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Pa} &= 1 \text{ N/m}^2 \approx 10^{-5} \text{ kG/cm}^2 = 10^{-7} \text{ kG/mm}^2 \\ 1 \text{ MPa} &= 1 \text{ MN/m}^2 = 1 \text{ N/mm}^2 \approx 10 \text{ kG/cm}^2 = 0,1 \text{ kG/mm}^2 \\ 1 \text{ kG/mm}^2 &= 100 \text{ kG/cm}^2 \approx 10^7 \text{ Pa} = 10 \text{ MPa} \\ 1 \text{ N}\cdot\text{m} &\approx 10 \text{ kG/cm}^2 = 0,1 \text{ kG}\cdot\text{m} \\ 1 \text{ kG}\cdot\text{m} &\approx 10 \text{ N}\cdot\text{m}; 1 \text{ kG}\cdot\text{cm} \approx 0,1 \text{ N}\cdot\text{m} \\ 1 \text{ kW} &= 10^3 \text{ W} \approx 1,36 \text{ KM} \\ 1 \text{ KM} &\approx 736 \text{ W} = 0,736 \text{ kW} \end{aligned}$$

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 - $R_{m \text{ min}}$ (dla materiałów kruchych i plastycznych),
- granica plastyczności $R_{c \text{ min}}$ (tylko dla materiałów plastycznych).

Za podstawę doboru naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach stałych przyjmuje się:

R_c - dla materiałów plastycznych (np. stali)

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} . 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:

$$k = \frac{R_c}{x_c} \text{ lub } k = \frac{R_m}{x_m}^2$$

w których:

x_c - 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 Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Tablica 1. Przeciętne wartości współczynników bezpieczeństwa.

Materiał	x_c	x_m	x_z
Stale, staliwa, żeliwo ciągliwe	$2 \div 2,3$	-	$3,5 \div 4$
Żeliwa szare	-	3,5	3
Stopy miedzi	$3 \div 4$	-	$4,5 \div 6$
Stopy aluminium	$3,5 \div 4$	-	$5 \div 7$

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.

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

$$k = \frac{Z}{x_z} [\text{MPa}]^3$$

w którym:

Z – wytrzymałość zmęczeniowa

x_z - współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniach zmiennych.

Dopuszczalne naciski powierzchniowe. Ustalanie wartości nacisków dopuszczalnych k_o stanowi odrębne zagadnienie, ponieważ decydująco wpływają 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.

Wytrzymałość zmęczeniowo-kształtowa.

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

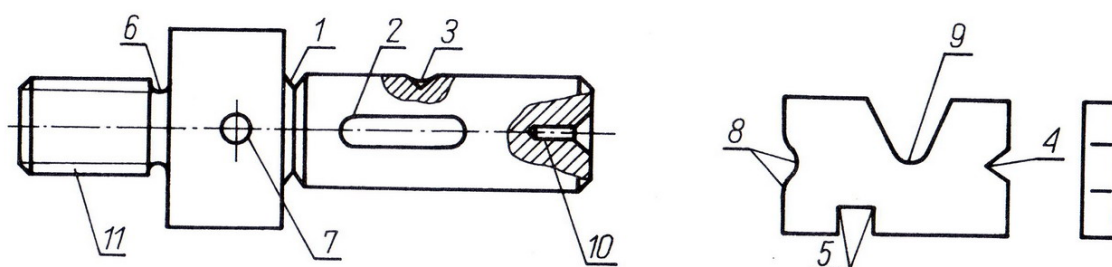
Gdy zależy nam na możliwie dokładnym określeniu wartości naprężeń dopuszczalnych (np. w celu zmniejszenia wymiarów elementu przy zachowaniu wymagań wytrzymałościowych), stosuje się uprzednio podany wzór z tym, że należy dokładniej

³ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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

Spiętrzeniem lub **koncentracją naprężeń** nazywa się lokalne zwiększenie wartości naprężeń spowodowane przez nagłe zmiany przekroju części (np. odsadzenia, podtoczenia, nawiercenia) oraz rysy powierzchniowe, nacięcia, korozję. Miejsca te nazywa się ogólnie karbami (rys. 2). Rozkład naprężeń w obszarze karbu zależy wyłącznie od kształtu i wymiarów karbu, wielkości odsadzenia.

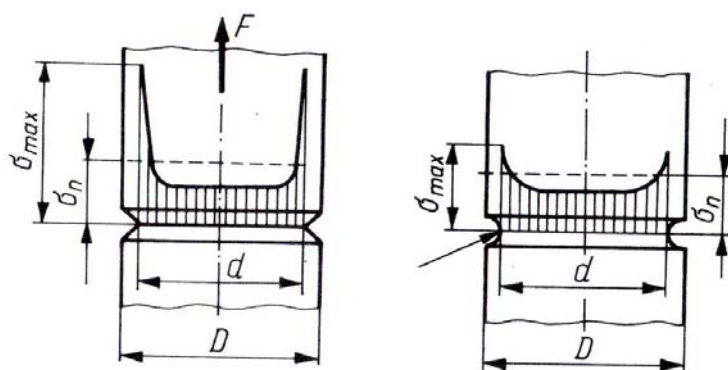


Rys. 2. Rodzaje karbów

1,3,4,5 - ostry, 2, 6,7,8- zaokrąglony, 9 - zaokrąglony głęboki, 10 - wewnętrzny 11 – wielokrotny

Największe naprężenia występują przy dnie karbu (rys. 3). Wpływ kształtu karbu uwzględnia się, wprowadzając współczynnik kształtu α_k .

$$\alpha_k = f\left(\frac{p}{r}, \frac{R}{r}\right)^4$$



Rys. 3. Rozkład naprężeń w przekroju osłabionym karbem

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

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁴ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Wartość α_k zawiera się najczęściej w granicach $1 \div 3$, w zależności od ilorazu promienia 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 tą 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 .

$$\beta_k = 1 + \eta_k (\alpha_k - 1)^5$$

Na wytrzymałość zmęczeniową wpływa również stan powierzchni, a w przypadku obróbki skrawaniem - chropowatość powierzchni, gdyż ślady po obróbce tworzą tzw. mikrokarby. 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

$$\beta = \beta_k + \beta_p - 1$$

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

$$\varepsilon = \frac{Z_d}{Z}$$

gdzie:

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

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

4.1.2. Pytania sprawdzające

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

1. Podaj rodzaje obciążeń.
2. W jakim celu wykonuje się obliczenia wytrzymałościowe?
3. Co to są naprężenia dopuszczalne?
4. Jakie czynniki decydują o wytrzymałości zmęczeniowej?

⁵ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

4.1.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Wyznaczyć wartość naprężenia dopuszczalnego dla stali 45 w stanie normalizowanym, jeżeli części wykonane z wymienionego gatunku stali będą pracowały przy obciążeniach rozciągająco-ściskających.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) przyjąć wytrzymałość na zmęczenie na podstawie danych tabelarycznych z literatury,
- 2) wykonać obliczenia wartości dopuszczalnych naprężeń dla stali 45,
- 3) przyjąć do obliczeń współczynnik bezpieczeństwa $x_z=3,5÷4$.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- zeszyty przedmiotowy do wykonania ćwiczenia,
- poradniki, normy,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia,

4.1.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz :

- 1) scharakteryzować rodzaje obciążeń stałych
- 2) scharakteryzować rodzaje obciążeń dynamicznych
- 3) scharakteryzować cel wykonywania obliczeń wytrzymałościowych
- 4) określić co to są naprężenia dopuszczalne
- 5) wskazać czynniki decydujące o wytrzymałości zmęczeniowej

Tak **Nie**

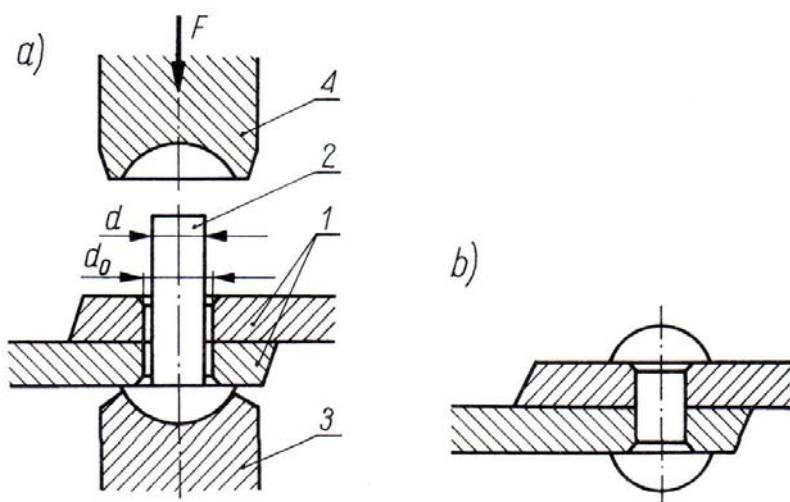
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐

4.2. Projektowanie połączeń nitowych

4.2.1. Materiał nauczania

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 zadziorów oraz złagodzenia karbu między łbem (zakuwką) a trzonem nitu. Po włożeniu nitu do otworów podpira się łeb nitu kształtowym wspornikiem (rys. 4a), a następnie wykonuje się zakuwkę za pomocą zakuwnika, tworząc połączenie nitowe (rys. 4b). 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. 4. Wykonanie połączenia nitowego: a) zamykanie nitu, b) połączenie nitowe

1- części łączone, 2 - nit, 3 - wspornik, 4 - zakuwnik

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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.

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÷1100°C (nitowanie uderzeniowe, ręczne). Proces nitowania powinien być zakończony przy temperaturze nitu nie niższej niż 500°C.

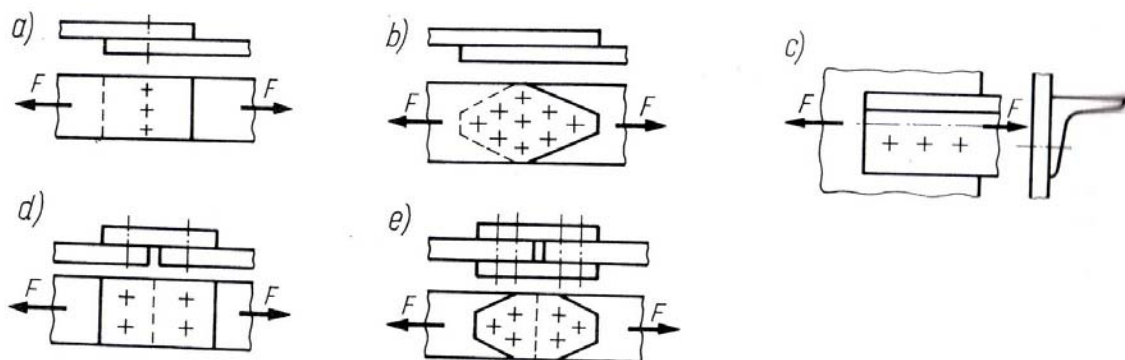
Na gorąco zamyka się nity stalowe o średnicy trzonu $d \geq 10$ mm, natomiast na zimno - nity stalowe o $d \leq 8$ mm, służące do łączenia cienkich blach oraz nity z metali niezależnych. Przy nitowaniu na gorąco przyjmuje się średnicę otworu pod nity $d_0 = d + 1$ mm, a przy nitowaniu na zimno $d_0 = d + (0,1 \div 0,2)$ 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.

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.⁶

Ze względów konstrukcyjnych połączenia nitowe dzieli się na zakładkowe i nakładkowe (rys. 5). Połączenie nitowe wykonane za pomocą szeregu nitów nazywa się szwem nitowym. W zależności od sposobu rozstawienia nitów rozróżnia się szwy nitowe jednorzędowe (rys. 5a, c, d) oraz wielorzędowe (rys. 5b, e).



Rys. 5. Połączenia nitowe: a, c) zakładkowe - szew jednorzędowy, b) zakładkowe - szew wielorzędowy, d) nakładkowe jednostronne - szew jednorzędowy, e) nakładkowe dwustronne - szew dwurzędowy

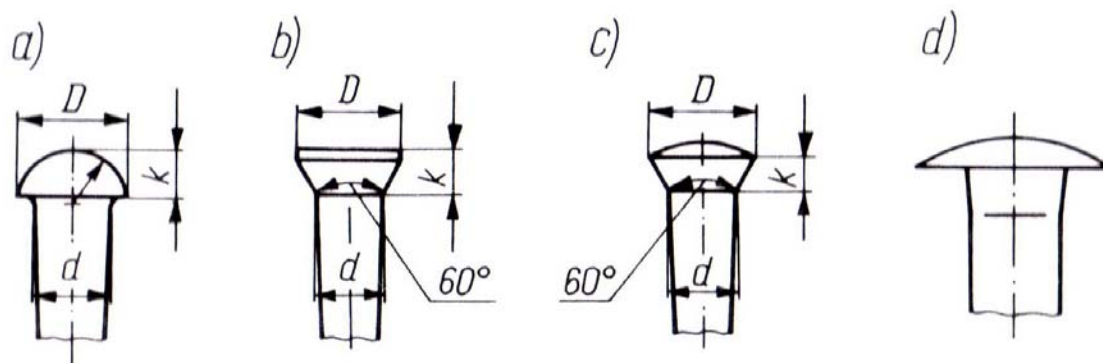
Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Rodzaje i wymiary nitów.

Kształty i wymiary nitów ogólnego przeznaczenia są znormalizowane. W zależności od kształtu trzpienia rozróżnia się: nity pełne (rys. 6), drążone (rys. 7a) i rurkowe (rys. 7b i c).

Nity pełne są stosowane do połączeń trwałych w konstrukcjach metalowych, np. w budowie mostów, dźwignic, wież lub kotłów. Wśród nich rozróżnia się nity z łbem: kulistym (rys. 6c), stożkowym (rys. 6b), soczewkowym (rys. 6c), soczewkowym niskim, grzybkowym (rys. 6d) 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.

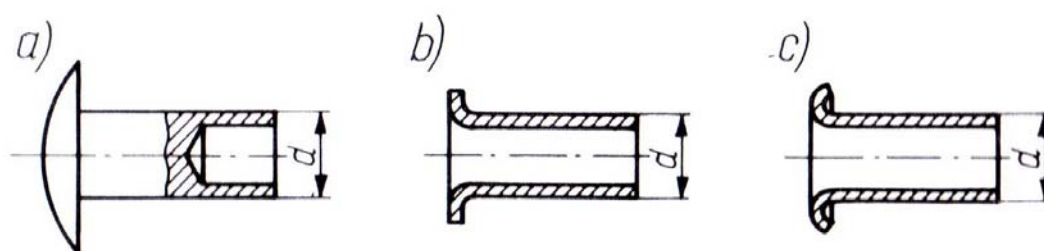
⁶ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



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

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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. 7a) lub walcowym. Nity rurkowe (PN-80/M-82972, 73) mogą być z łbem płaskim (rys. 7b) lub z łbem wywiniętym (rys. 7c).



Rys 7. Nity: a) drażony, b), c) rurkowe

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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 według zależności

$$l = l_1 + l_0^7$$

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 10x35 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 5x12 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 powodować luzowanie złącza, np. przy pracy

⁷ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

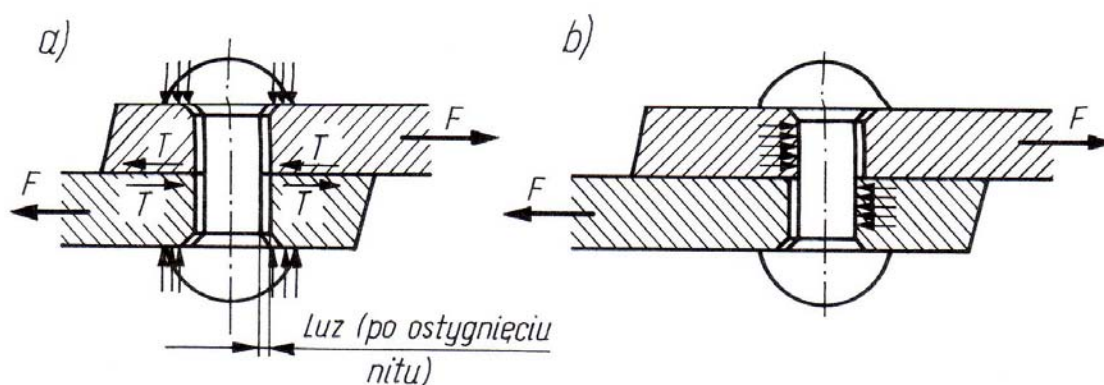
w różnych temperaturach (wskutek niejednakowej rozszerzalności cieplnej) lub też wzmożoną korozję złącza w wyniku występowania prądów galwanicznych.

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.

Układ sił i naprężeń w złączach nitowych.⁸

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. 8a), przenoszące całe obciążenie. Przy obciążeniu przekraczającym wartość sił tarcia wystąpi poślizg blach w ramach luzu poprzecznego (rys. 8b). W takim przypadku obciążenie jest przenoszone częściowo siłami tarcia, a częściowo przez nity, które są narażone na docisk powierzchniowy oraz na ścinanie.



Rys. 8. Rozkład sił w połączeniu nitowym

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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_0 dla złączy nitowanych podano w tablicy 2.

⁸ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Tablica 2. Wartości naprężeń dopuszczalnych, stosowane przy obliczaniu połączeń nitowych (w MPa)

Materiał nitów	Nitowanie			
	Na zimno		Na gorąco	
	k_t	k_0	k_n	k_0
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	$\sim 2,5 k_n$

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.

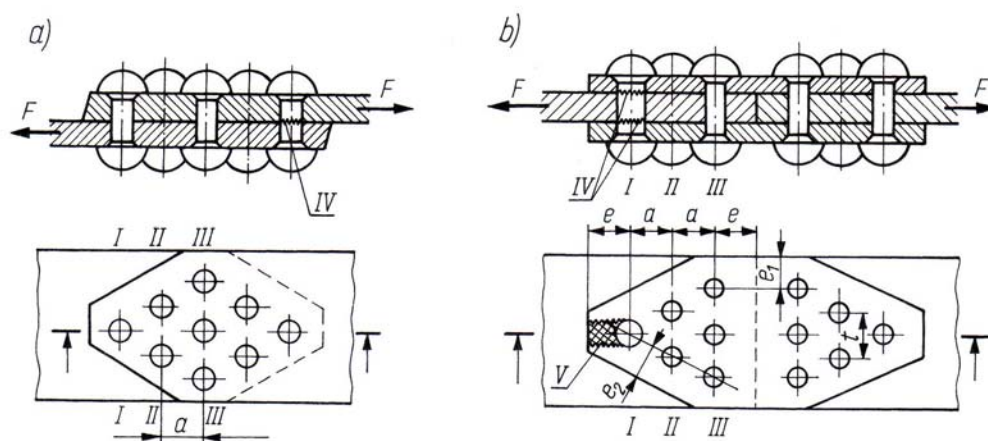
Połączenia nitowe mocne.

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.⁹ Połączenia nitowe pasów blach (rys. 9) 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),
- wyrwania nitów z blachy w wyniku ścięcia blach w przekrojach V-V,
- zginania blach w połączeniach zakładkowych i nakładkowych jednostronnych,
- wyboczenia prętów ściskanych (np. w nitowanych ustrojach kratowych),
- oderwania łbów nitów.



Rys. 9. Wymiary połączeń nitowych i przekroje narażone na zniszczenie: a) szew zakładkowy, b) szew dwunakładkowy

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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, odciażających częściowo nity nawet przy obciążeniach zmiennych).

Nity oblicza się z dwóch warunków wytrzymałościowych:

1. Na ścinanie

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot m \cdot n} \leq k_n \text{ (lub } k_t) \text{ }^{10}$$

gdzie:

F - siła zewnętrzna (obciążenie połączenia nitowego),

m - liczba ścinanych przekrojów w jednym nicie,

d_0 - średnica otworu nitowego (nitu 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).

2. Na naciski powierzchniowe

$$p = \frac{F}{n \cdot g \cdot d_0} \leq k_0 \text{ }^{11}$$

gdzie:

n - liczba nitów (na rys. 9a-9 oraz na rys. 9b-6),

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

k_0 - dopuszczalny nacisk powierzchniowy (wg tabl. 2).

Iloczyn $g \cdot d_0$ 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.

$$\frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot m \cdot n \cdot k_n \leq n \cdot g \cdot d_0 \cdot k_0$$

Podstawiając zależność: $k_0 \approx 2,5k_n$ (wg tabl. 2), otrzymuje się warunek

¹⁰ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

¹¹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

$$\frac{d_0}{g} \leq \frac{3,2}{m}$$

Dla nitów jednociętych $m=1$, stąd warunek przyjmuje postać $d_0 \leq 3,2g$, natomiast dla nitów dwuciętych $m=2$ - stąd $d_0 \leq 1,6g$.

Jeżeli zależność 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 $d_0 \geq 1,6g$).

Przyjmując inne wartości k_0 (w zalecanych granicach) oraz średnice nitów znormalizowanych odbiegające od zależności: $d \approx 2g$, należy sprawdzić warunek

$$\frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot m \cdot n \cdot k_n \leq n \cdot g \cdot d_0 \cdot k_0 \text{ lub obliczyć nity z obu warunków wytrzymałościowych.}$$

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

$$\sigma_r = \frac{F}{b \cdot g - n_1 \cdot g \cdot d_0} \leq k_r^{12}$$

lub po uproszczeniu:

$$\sigma_r = \frac{F}{g(b - n_1 \cdot d_0)} \leq k_r^{13}$$

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. 9a, b - przekrój I-I). Dla nakładek jest to przekrój III-III (rys. 9b). 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 $\sigma_r = \frac{F}{g(b - n_1 \cdot d_0)} \leq k_r$, zmniejszając

odpowiednio wartość siły F. Dla złącza z rys. 9b 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 przyjmuje postać

$$\sigma_r = \frac{F}{S - n_1 \cdot g \cdot d_0} \leq k_r^{14}$$

gdzie: S - pole przekroju kształtownika.

¹² Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

¹³ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

¹⁴ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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.¹⁵ 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 3.

Tablica 3. Rozmieszczenie nitów w połączeniach mocnych (oznaczenia wg rys. 9)

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	$(1,5 \div 2)d$

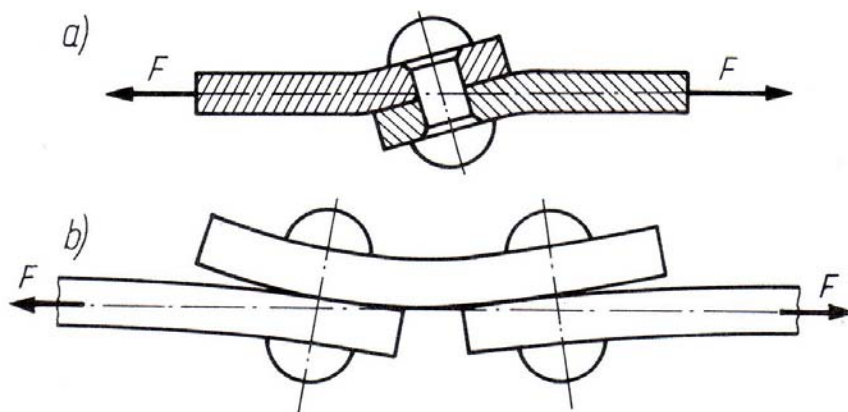
Ponadto należy uwzględnić następujące wskazówki konstrukcyjne:¹⁶

- grubość nakładek jednostronnych powinna wynosić $g_n \geq 1,1g$, zaś każdej nakładki dwustronnej - $g_n \geq 0,65g$; 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. 9) 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. 10), zmniejszające do minimum naprężenia zginające.

¹⁵ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

¹⁶ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



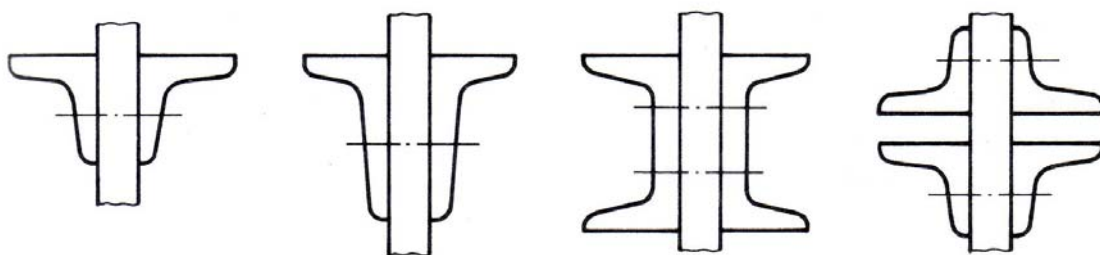
Rys. 10. Odginanie blach w połączeniu: a) zakładkowym, b) nakładkowym jednostronnym
Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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. 11).

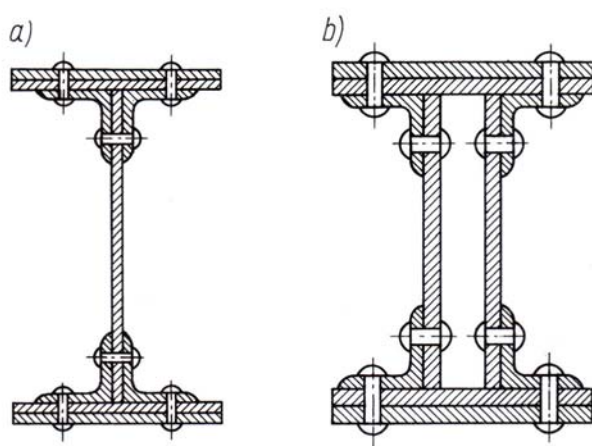


Rys. 11. Układy prętów w kratownicach nitowanych
Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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 węźle kratownicy oblicza się według wzorów dla połączeń mocnych, przy czym długie pręty ściskane muszą być także sprawdzone na wyboczenie.

- Osie 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.

- 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 - dwuseregowe przestawne.
- W węźle stosuje się nity o jednakowych średnicach, ponieważ dobiera się je według 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. 12b). 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 półek kształtowników.



Rys. 13. Przekroje blachownie:

a) płaskiej, b) skrzynkowej

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Blachownice stanowią konstrukcje składające się z pasów (półek poziomych), środników (ścianek pionowych) i kątowników, łączonych nitami z pasami i środnikami (rys. 13). 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. 13b), a nawet potrójnych pasów.

4.2.2. Pytania sprawdzające

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

1. Jakim procesem technologicznym jest nitowanie?
2. Podaj rodzaje połączeń nitowych.
3. Wymień podstawowe rodzaje nitów.
4. Jakie naprężenia występują w połączeniu nitowym?
5. Wymień wskazówki charakterystyczne podczas projektowania połączeń.

4.2.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Zaprojektować połączenie nitowe pasów blachy o grubości $g = 9$ mm wykonanych ze stali St3S. Połączenie obciążone siłą rozciągającą $F = 220$ KN należy wykonać z nakładką obustronną.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) dobrać średnie stan z normy PN-88/M-82952,
- 2) przyjąć 6 nitów po jednej stronie złącza,
- 3) wykonać rysunek techniczny złącza,
- 4) obliczyć szerokość blachy w przekroju przyjmując dla blachy i nakładek $k_u = 120$ MPa,
- 5) wymiary roztoczenia nitów i ścięć w nakładkach przyjąć wg tabeli określonej w literaturze,
- 6) wykonać projekt połączenia nitowego pasów blachy o grubości $g = 9$ mm.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- zeszyt przedmiotowy do wykonania ćwiczenia,
- normy PN-88/M-82952, PN-88/M-82954, PN-80/M-82974, PN-80/M-82976, PN-80/M-82972, PN-80/M-82973 do projektowania połączeń nitowych,
- podstawowe przybory kreślarskie do projektu,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

4.2.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz :

- 1) określić jakim procesem technologicznym jest połączenie nitowe
- 2) wskazać 4 rodzaje połączeń nitowych
- 3) wskazać 3 podstawowe rodzaje nitów
- 4) określić jakie występują w połączeniu nitowym naprężenia
- 5) zaprojektować połączenie nitowe

Tak **Nie**

☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐

4.3. Projektowanie połączeń spajanych

4.3.1. Materiał nauczania

Połączenia spawane.

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 4.

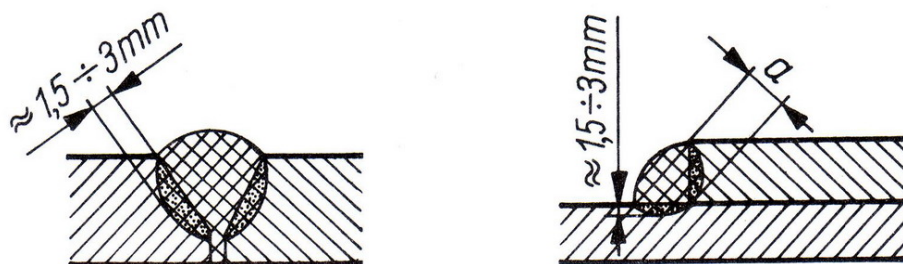
Tablica 4. Podział i cechy charakterystyczne połączeń spajanych

Cecha	Spajanie			
	spawanie	zgrzewanie	lutowanie	klejenie
Temperatura elementów w miejscu łączenia	powyżej temp. topnienia (nadtopenie)	≈ temp. topnienia (z nadtopeniem lub bez nadtopenia)	≈ 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 technologii procesu klejenia

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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 nadtopenia brzegów łączonych części i wprowadzenia stopionego metalu dodatkowego (spoiwa) w miejsce łączenia; materiały te po ostygnięciu tworzą spoinę, wiążącą 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. 14), co zapewnia uzyskanie trwałego połączenia o odpowiedniej wytrzymałości.

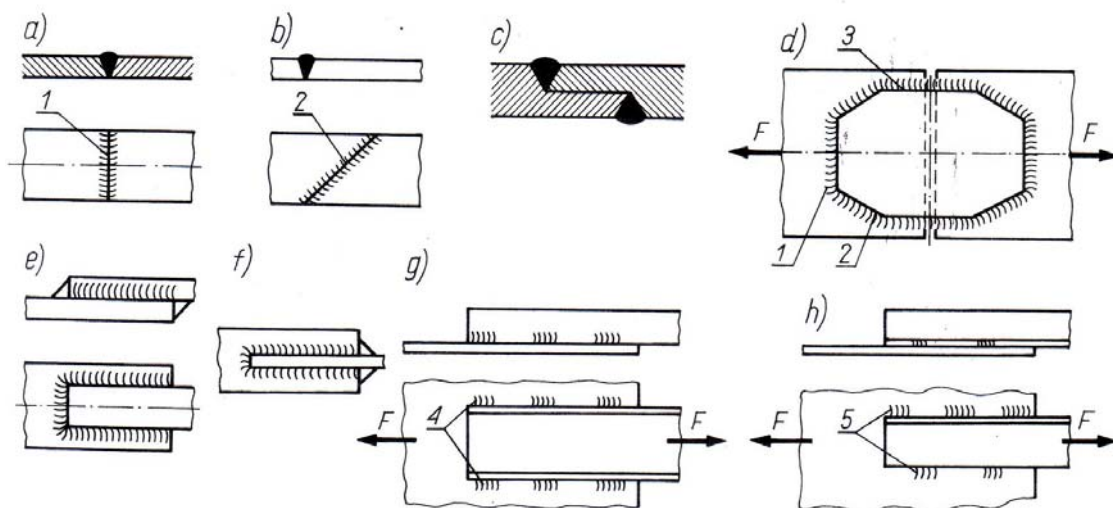


Rys. 14. Obszar wtopienia spoiny

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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 15a÷h pokazano najczęściej stosowane rodzaje szwów połączeń spawanych, w tym m.in.:

- połączenie „na zamek” (rys. 15c), stosowane przy łączeniu grubszych blach dla zwiększenia sztywności połączenia;



Rys.15. Rodzaje szwów i połączeń spawanych: a, b, c) połączenia czołowe, d÷h) połączenia pachwinowe; rodzaje szwów: 2-poprzeczny, 2-skośny, 3-wzdłużny, 4-przerywany, 5-przerywany przestawny

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

- szew dookolny (rys. 15d), występujący w połączeniach nakładkowych;
- połączenia katowe wpuszczane (rys. 15f), zapewniające współosiowość obu części i zmniejszenie długości spoin;
- połączenie ze szwami przerywanymi (rys. 15g, h) stosowanymi w celu równomiernego rozmieszczenia spoin i zmniejszenia naprężeń spawalniczych.

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 według zależności

$$k' = z \cdot k^{17}$$

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. 5).

Tablica 5. Orientacyjne wartości współczynnika wytrzymałości spoin z

Spoiny	Rodzaj obciążeń	z	Przykład zastosowania
czołowa	rozciąganie	0,8	$k'_{rj}=0,8k_{rj}$
	ściskane	1,0	$k'_c=k_c$
	zginanie	0,9	$k'_g=0,9k_g$
	ścinięcie	0,65	$k'_t=0,65k_t$
pachwinowa	wszystkie rodzaje obciążeń	0,65	$k'_t=0,65k_t$

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

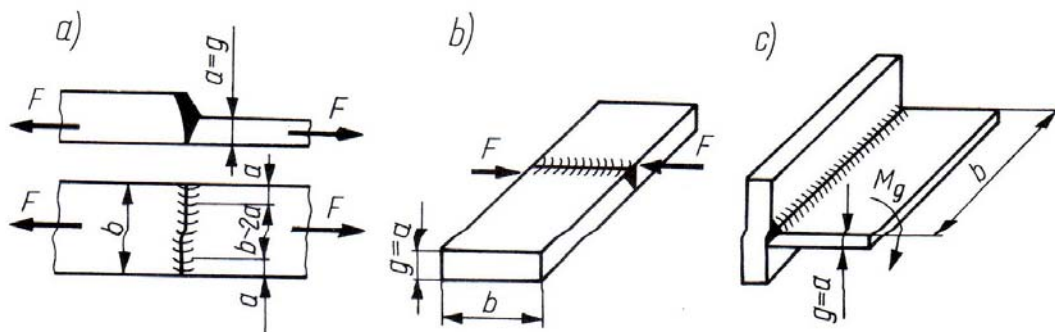
Wartości współczynnika z oraz zależność $k' = z \cdot k$ stosuje się do obliczeń przybliżonych. Przy bardzo dokładnych obliczeniach spoin wartość przyjmowanego współczynnika z uzależnia się od wielu innych czynników, w tym od:

- 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, szczególnie 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.

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

¹⁷ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



Rys. 16. Wymiary spoin czołowych

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

- na rozciąganie (rys. 16a) lub ściskanie:

$$\sigma_r = \frac{F}{S} \leq k'_r \text{ lub } \sigma_c = \frac{F}{S} \leq k'_c \text{ }^{18}$$

- na ścinanie (rys. 16b):

$$\tau_t = \frac{F}{S} \leq k'_t \text{ }^{19}$$

- na zginanie (rys. 16c)

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \text{ }^{20}$$

gdzie:

$F(M_g)$

- siła (moment zginający),

S

- przekrój obliczeniowy spoiny ($S = a \cdot l$),

W_x

- wskaźnik wytrzymałości przekroju spoiny względem osi x

$$\left(W_x = \frac{l \cdot a^2}{6} \approx \frac{b \cdot g^2}{6} \right) \text{ }^{21}$$

$K(k'_c, k'_t, k'_g)$ - odpowiednie naprężenia dopuszczalne dla spoin.

Wymiary spoin czołowych przyjmuje się równe przekrojowi geometrycznemu części spawanej o mniejszym przekroju, czyli wg rys. 16: $a = g$, $b = 1$.

Początek i koniec długości spoiny, czyli tzw. kratery, 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. 16a). 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 rzeczywistości złożony stan naprężeń, pomijany w obliczeniach uproszczonych. Zwykle spoiny pachwinowe oblicza

¹⁸ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

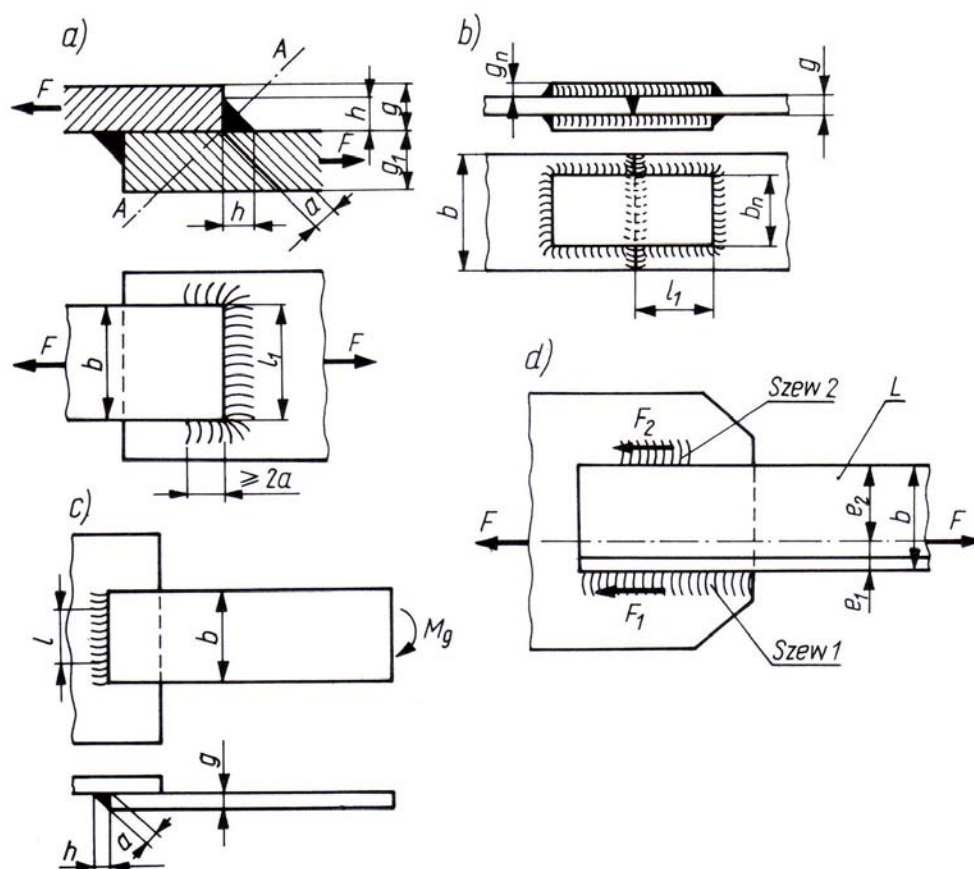
¹⁹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

²⁰ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

²¹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

się umownie na ścinanie w najmniejszym przekroju spoiny A - A (rys. 17a). W przypadku obciążeń rozciągających, ściskających i ścinających stosuje się wzór

$$\tau = \frac{F}{S} \leq k'_t$$



Rys. 17. Wymiary spoin pachwinowych

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Obliczeniową grubość spoiny a (rys. 17a) przyjmuje się w zależności od wysokości spoiny h

$$a = h \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7h$$

W połączeniach, gdzie $h = g$, przyjmuje się $a \ll 0,7g$, 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. 17a: $l = 2l_1$ wg rys. 17b: $l = 2(2l_1 + b_n)$ 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. 17a).

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

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. 17b) 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. 17c), jej wytrzymałość obliczamy umownie w zależności

$$\tau = \frac{M_g}{W_x} \leq k_t' \quad 22$$

gdzie W_x - wskaźnik wytrzymałości przekroju spoiny

$$W_x = \frac{a \cdot l^2}{6} = \frac{0,7h \cdot b^2}{6} \quad 23$$

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. 17d) można łatwo ustalić obciążenie poszczególnych szwów:

$$F_1 = F \cdot \frac{b - e_1}{b} = F \cdot \frac{e_2}{b} \text{ oraz } F_2 = F \cdot \frac{e_1}{b} \quad 24$$

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 .

Wytrzymałość połączeń zgrzewanych. Obliczanie wytrzymałości połączeń zgrzewanych czołowo jest podobne do obliczania połączeń spawanych. Wartości naprężeń dopuszczalnych przyjmuje się według zależności ($k' = z \cdot k$), 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).

²² Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

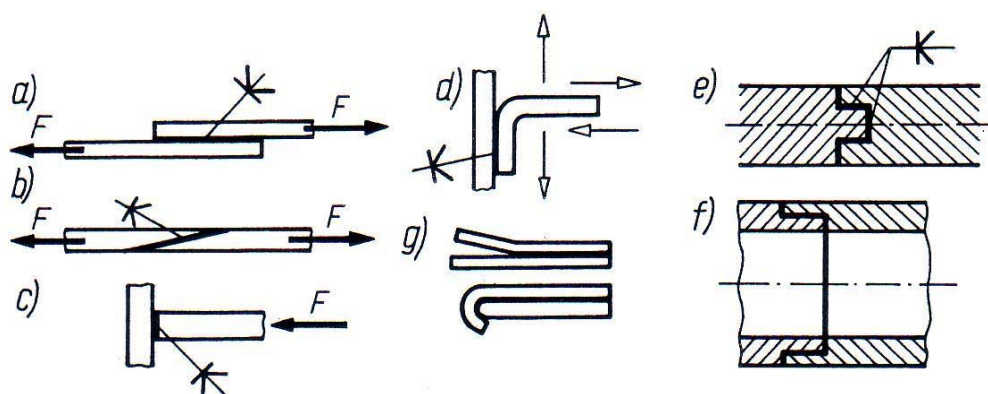
²³ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

²⁴ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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

Połączenia klejone.

Przykłady połączeń klejonych przedstawiono na rys. 18. Wśród połączeń zakładkowych pokazano skleiny najkorzystniejsze wytrzymałościowo (rys. 18a, b, e, f). Połączenia klejone czołowo nie powinny być stosowane, jeżeli jednak jest to konieczne, wówczas należy dążyć, aby skleina pracowała na ściskanie (rys. 18c) lub też zwiększyć przekrój skleiny np. przez zawinięcie brzegu blachy (rys. 18d).

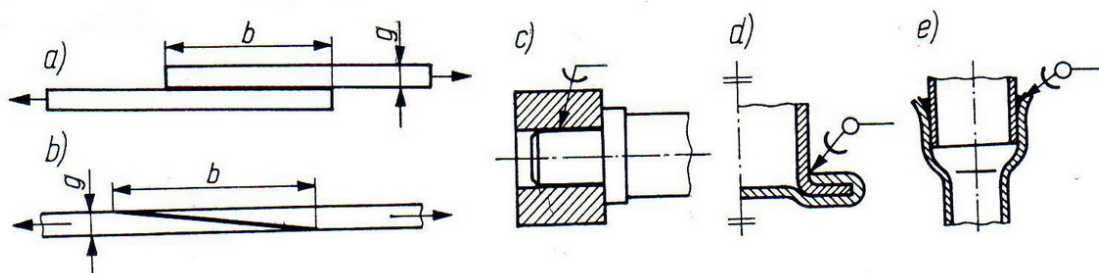


Rys. 18 Przykłady połączeń klejonych

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

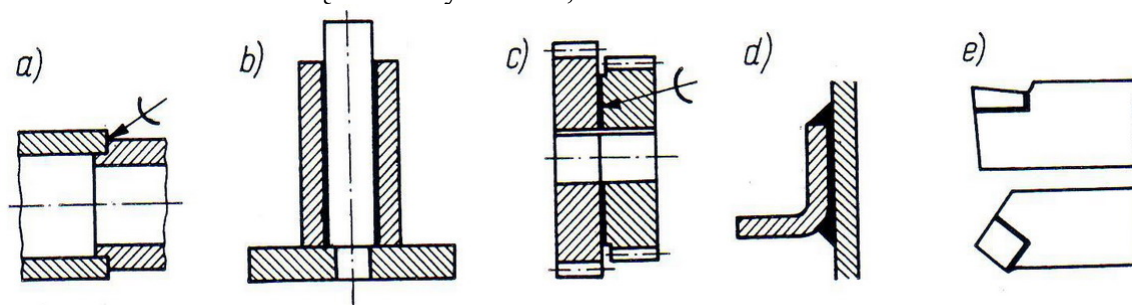
Połączenia klejone charakteryzują się małą odpornością na odrywanie, dlatego powinny być projektowane w taki sposób, aby skleina była ścinana lub ściskana, a nie rozciągana i odrywana (rys. 18g).

Połączenia lutowane.



Rys. 19 Połączenia lutowane lutami miękkimi

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



Rys. 20 Połączenia lutowane lutami twardymi

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Lutowanie twarde umożliwia łączenie blach, kształtowników, części mechanizmów, elementów narzędzi skrawających (rys. 19).

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.

4.3.2. Pytania sprawdzające

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

1. Na czym polega tworzenie połączeń nierozłącznych?
2. Podaj najczęściej stosowane rodzaje szwów i połączeń spawalniczych.
3. Podaj zasady uniknięcia odkształceń i naprężeń spawanych,
4. Na czym polega technologiczność konstrukcji spawanych?
5. Na czym polega obliczanie wytrzymałości spoin?

4.3.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Zaprojektować połączenie spawane o następujących danych: dwa pręty płaskie o wymiarach 12×100 mm będące obciążane stałą siłą rozciągającą $F = 140$ kN i połączone dwustronnymi nakładkami połączonymi spoiną pachwinową dookoła, materiał prętów i nakładek ze stali St3S.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) przyjąć dopuszczalne naprężenia dla stali St3S wg poradnika,
- 2) przyjąć szerokość nakładek $b_n = 80$ mm,
- 3) założyć wysokość spoiny $h = 6$ mm,
- 4) wykonać projekt połączenia spawanego.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- zeszyt przedmiotowy do wykonywania ćwiczeń,
- normy do projektowania połączeń spawanych PN-EN 22553, PN-EN 23003, PN-90/13-03200,
- podstawowe przybory kreślarskie,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

Ćwiczenie 2

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

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) przyjąć $k_u = 120$ MPa oraz $k_t = 75$ MPa,
- 2) przyjąć pasy blachy o wymiarach 1×25 mm,

- 3) przyjąć średnie zgrzeiny $d = 5 \text{ mm}$,
 - 4) wykonać projekt połączenia zgrzewanego.
- Wyposażenie stanowiska pracy:
- zeszyt przedmiotowy do wykonywania ćwiczeń,
 - normy do projektowania połączeń zgrzewanych,
 - podstawowe przybory kreślarskie,
 - literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

4.3.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) scharakteryzować połączenie spawane	☐	☐
2) opisać najczęściej stosowane rodzaje szwów przy połączeniach spawanych	☐	☐
3) zdefiniować co oznacza współczynnik wytrzymałości spoiny	☐	☐
4) scharakteryzować spawalność metali ich stopów	☐	☐
5) obliczyć wytrzymałość spoiny pachwinowej	☐	☐

4.4. Projektowanie połączeń gwintowych

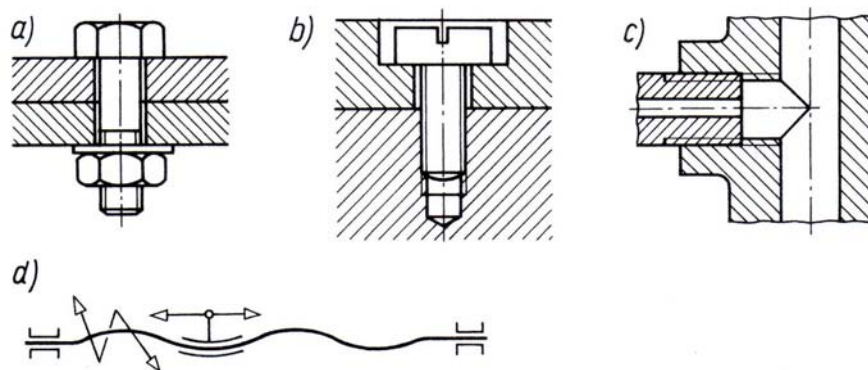
4.4.1. Materiał nauczania

Połączenia gwintowe.

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. 21a); rolę nakrętki może również odgrywać gwintowany otwór w jednej z łączonych części (rys. 21b). W połączeniach bezpośrednich gwint jest wykonany na łączonych częściach (rys. 21c).



Rys. 21. Połączenia gwintowe: a, b) pośrednie, c) bezpośrednie, d) schemat mechanizmu śrubowego

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Połączenia gwintowe stanowią połączenia spoczynkowe, wykorzystywane do łączenia części lub do regulacji ich położenia. Gwinty są stosowane również w mechanizmach śrubowych, określanych także jako połączenia gwintowe ruchowe.

Mechanizmy śrubowe służą do zamiany ruchu obrotowego na postępowo-zwrotny (np. według schematu - rys. 21d); są stosowane do celów napędowych, m.in. do przesuwu stołu lub suportu w obrabiarkach, tworzą zespół roboczy w podnośnikach lub prasach śrubowych. 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.

Obliczanie wytrzymałości połączeń gwintowych.²⁵

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 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.

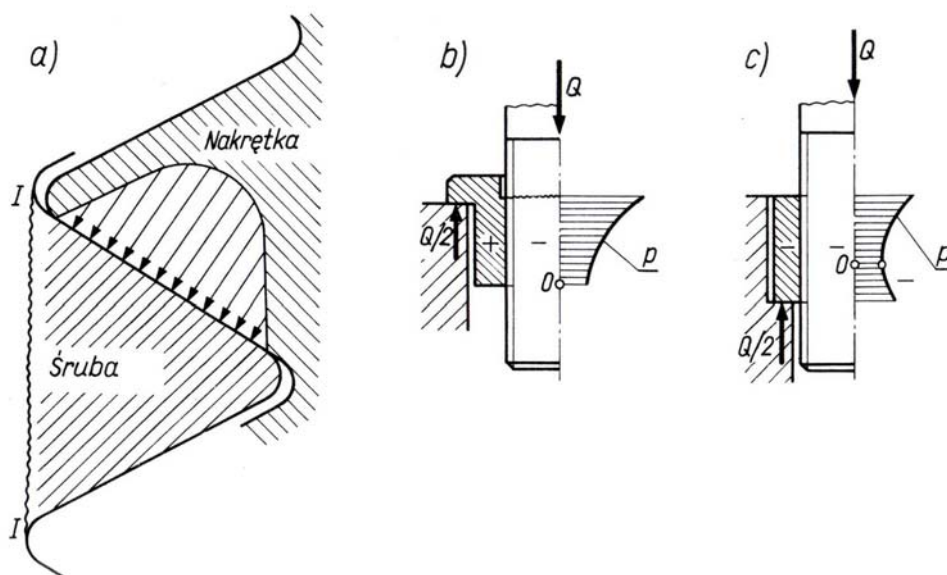
Podobne skutki (ścięcie gwintu, rozerwanie rdzenia śruby.) mogą być spowodowane wadami wykonawczymi lub niewłaściwą eksploatacją. Do najczęściej występujących wad wykonania gwintu należą: zbyt ciasny gwint (np. wykonany częściowo zużytymi narzędziami), duża chropowatość gwintu, nierównoległość powierzchni oporowych nakrętki i łba śruby - powodująca zgięcie śruby. 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.²⁶ Naciski na powierzchniach roboczych gwintu śruby i nakrętki są rozłożone nierównomiernie. Powodem tego są odkształcenia sprężyste gwintu (rys. 22a) oraz różna sztywność śruby i nakrętki (rys. 22b, 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 I przyjmuje się, dla uproszczenia obliczeń, że wszystkie zwoje są obciążone jednakowo.

²⁵ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

²⁶ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



Rys. 22. Rozkład nacisków na powierzchni gwintu

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Pod wpływem obciążenia gwint jest narażony na nacisk powierzchniowy oraz na zginanie i ścinanie w przekroju I-I (rys. 22a). Najbardziej niebezpieczne 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 mchowych. W związku z tym w obliczeniach gwintu przyjmuje się niewielkie wartości nacisków dopuszczalnych:

- $k_0 \approx 3 k_c$ - w połączeniach spoczynkowych dokręcanych tylko przy montażu,
- $k_0 \approx 0,2 k_c$ - w połączeniach spoczynkowych często dokręcanych i odkręcanych (np. śruby mocujące w przyrządach),
- $k_0 \approx 0,15 k_c$ - w połączeniach półruchowych rzadko uruchamianych (np. w podnośniku śrubowym),
- $k_0 \approx 0,1 k_c$ - w połączeniach ruchowych często pracujących (śruby pociągowe w obrabiarkach, śruby w prasach śrubowych).

Jeśli śruby i nakrętki są wykonane z różnych materiałów, należy przyjąć wartości k_0 dla materiału słabszego.

Pomijając wpływ ukształtowania gwintu wzdłuż linii śrubowej, można przyjąć, że powierzchnia pracująca jednego zwoju gwintu wynosi

$$S = \frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2)^{27}$$

Stąd wzór na naciski powierzchniowe przyjmuje postać

$$p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2) \cdot \frac{H}{P}}^{28}$$

w której:

- H - czynna wysokość nakrętki,
- H/P - liczba czynnych zwojów gwintu.

²⁷ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

²⁸ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Po przekształceniu otrzymuje się wzór na wyznaczenie czynnej wysokości nakrętki

$$H = \frac{4Q \cdot P}{\pi(d^2 - D_1^2) \cdot k_0} \quad ^{29}$$

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 według

$$\text{wzoru } H = \frac{4Q \cdot P}{\pi(d^2 - D_1^2) \cdot k_0} \quad ^{30}$$

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 półruchomych i ruchomych 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 wynikającej 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. Średnicę rdzenia śruby wyznacza się z warunku wytrzymałościowego na rozciąganie

$$\sigma_r = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} \leq k_r (\text{lub } k_{rj}) \quad ^{31}$$

Po przekształceniu przyjmuje on postać

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q}{k_r}} \quad ^{32}$$

²⁹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

³⁰ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

³¹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

³² Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

w której:

d_1 - średnica rdzenia śruby (dla gwintu trapezowego - d_3),

Q - siła osiowa, obciążająca śrubę (lub dajemy $Q_z \approx 1,3 Q$).

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.

W rdzeniu śruby występują wówczas naprężenia rozciągające

$$\sigma_r = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2}$$

oraz naprężenia skręcające

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_0} = \frac{0,5Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + p') + Q \cdot \mu \cdot r_{sr}}{0,2d_1^3} \quad 33$$

Wartość momentu skręcającego podano według wzoru:

$M_s = M_{T1} + M_{T2} = 0,5Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + p') + Q \cdot \mu \cdot r_{sr}$ Przy obliczaniu elementów, w których nie występuje moment tarcia M_{T2} (np. w śrubach pociągowych tokarek), we wzorze

$\tau_s = \frac{M_s}{W_0} = \frac{0,5Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + p') + Q \cdot \mu \cdot r_{sr}}{0,2d_1^3}$ należy podać wartość momentu tarcia na

gwincie M_{T1} .

Przy jednoczesnym występowaniu naprężeń rozciągających i skręcających śrubę oblicza się na naprężenia zastępcze według hipotezy wytrzymałościowej Hubera

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_r \text{ (lub } k_{rj}, \text{ lub } k_{rc})$$

gdzie:

$$\alpha = k_r / k_s \text{ (lub } k_{rj} / k_{sj}, k_{ro} / k_{so})$$

Przy obciążeniach złożonych obliczanie śrub według tego wzoru jest kłopotliwe i dlatego bezpośrednio nie jest stosowane. W praktyce omawiane śruby oblicza się wstępnie

według wzoru $d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q}{k_r}}$, przyjmując do obliczeń zwiększone obciążenie: $O_z \approx 1,3 Q$.

Po dobraniu gwintu należy sprawdzić jego wytrzymałość.

Długie śruby, pracujące na ściskanie, należy sprawdzić także na wyboczenie, stosując wzór Eulera lub obliczenia współczynnika wyboczeniowego φ według PN-90/B-03200.

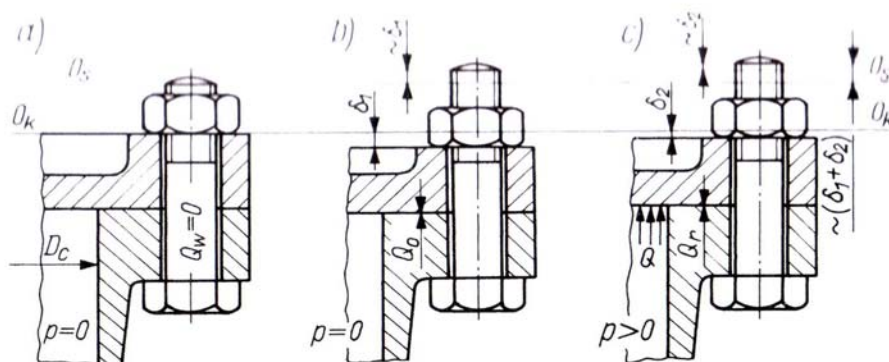
3. Połączenia skręcane z wstępnym zaciskiem.³⁴ W połączeniach gwintowych dość często łączy się elementy za pomocą śrub, na które w fazie montażu nie działa jeszcze obciążenie robocze (np. mocowanie pokryw zbiorników ciśnieniowych lub cylindrów silników, łączenie rur w połączeniach rurowych kołnierзовych). 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. 23).

Połączenie nie obciążone siłą roboczą (rys. 23a) jest następnie dociskane z zaciskiem wstępnym (siłą osiową) Q_0 , powodującym ściśnięcie elementów łączonych - w ramach odkształceń sprężystych - o wielkość δ_1 (rys. 23b). 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

³³ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

³⁴ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

wywołanej ciśnieniem czynnika roboczego w zbiorniku (mającej przeciwny zwrot w stosunku do siły Q_0) docisk elementów maleje, zmniejszając ich odkształcenia sprężyste do wartości δ_2 (rys. 23c). W celu zapewnienia szczelności połączenia musi być spełniony warunek: siła zacisku resztkowego Q_r równa 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.



Rys. 23. Schemat połączenia śrubowego w zbiorniku ciśnieniowym; połączenie:

a) nieobciążone, b) po wstępnym dociśnięciu, c) podczas pracy przy $p > 0$

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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 łącznych 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 wynosić $(0,2 \div 0,3) Q$, stąd $Q_0 = (1,2 \div 1,3) Q$

Na podstawie wartości Q_0 oblicza się śruby z warunku na rozciąganie, a następnie sprawdza według wzoru $\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_r$ (lub k_{rj} , lub k_{rc}).

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 wyczucie” 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

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_0}{k_r}} + 0,5 \text{ cm}^{35}$$

³⁵ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Projektowanie połączeń wymagających dokładnego obliczenia siły Q i średnicy śrub wykonuje się indywidualnie dla każdego połączenia, uwzględniając wszystkie czynniki decydujące o wartości Q_0 według 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. 24a), uzyskując w ten sposób połączenia rozłączne. Śruby te oblicza się na ścinanie według wzoru oraz sprawdza na naciski powierzchniowe, przyjmując $k_0 \approx 2k_t$ 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.

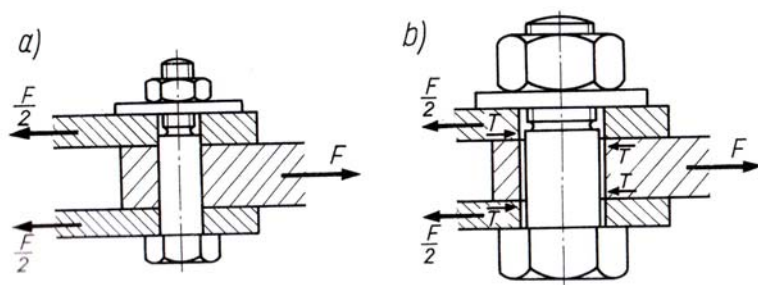
W połączeniach stosuje się pasowanie ciasne w klasach T8/7 lub T7/6, co wymaga dokładnego wykonania śrub oraz otworów i powoduje zwiększenie kosztów produkcji.

5. **Połączenia obciążone siłą poprzeczną ze śrubami luźnymi.** W tym przypadku śruby są narażone na zginanie, podobnie jak sworznie (rys. 24b). Aby nie dopuścić do zginania śrub, należy je mocno skręcić siłą osiową Q_0 , 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

$$F \leq k \cdot i \cdot T = k \cdot i \cdot Q_0 \cdot \mu$$

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. 21b - $i = 2$);
- 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. 24. Przykłady połączeń obciążonych siłą poprzeczną
Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Na podstawie wzoru wyznacza się siłę osiową Q_0 , działającą na jedną śrubę

$$Q_0 \geq \frac{F}{k \cdot i \cdot \mu \cdot n} \quad ^{36}$$

gdzie:

n - liczba śrub przenoszących obciążenie F .

Średnicę rdzenia śruby oblicza się wstępnie według wzoru, podstawiając jako wartość siły:

³⁶ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

$Q = 1,3Q_0$ (uwzględniając w ten sposób moment skręcający przy dokręcaniu śrub), a następnie sprawdza się według wzoru. Gwint dobiera się według norm.

4.4.2. Pytania sprawdzające

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

1. Jakie są zasadnicze elementy połączenia gwintowego?
2. Jakie są podstawowe parametry połączenia gwintowego?
3. Co wyznaczamy przy projektowaniu śrub?
4. Wymień pięć podstawowych rodzajów obciążenia połączenia?

4.4.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Wewnątrz zbiornika ciśnieniowego o średnicy $D_n=500$ mm panuje ciśnienie $p=1,2$ MPa. Pokrywa cylindra jest przykręcona 16 śrubami ze stali St7. Obliczyć średnice śrub oraz wykonać projekt połączenia gwintowego.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) wykonać obliczenia śrub,
- 2) wykonać projekt połączenia gwintowego,
- 3) ćwiczenie zapisać w zeszycie przedmiotowym.

Wypożyczenie stanowiska pracy:

- zeszyt przedmiotowy do wykonania ćwiczenia,
- normy PN-85/M-82101, PN-85/M-82219, PN-86/M-82144, PN-75/M-82471, PN-78/M-82005, PN-79/M-82036, PN-84/M-82061, PN-89/M-82063, PN-70/M-02037 do projektowania połączeń gwintowych,
- podstawowe przyrządy kreślarskie,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

4.4.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz:

- 1) wskazać zasadnicze elementy połączenia gwintowego
- 2) określić podstawowe parametry połączenia gwintowego
- 3) określić parametry przy projektowaniu śrub
- 4) wykonać projekt połączenia gwintowego

Tak **Nie**

☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐

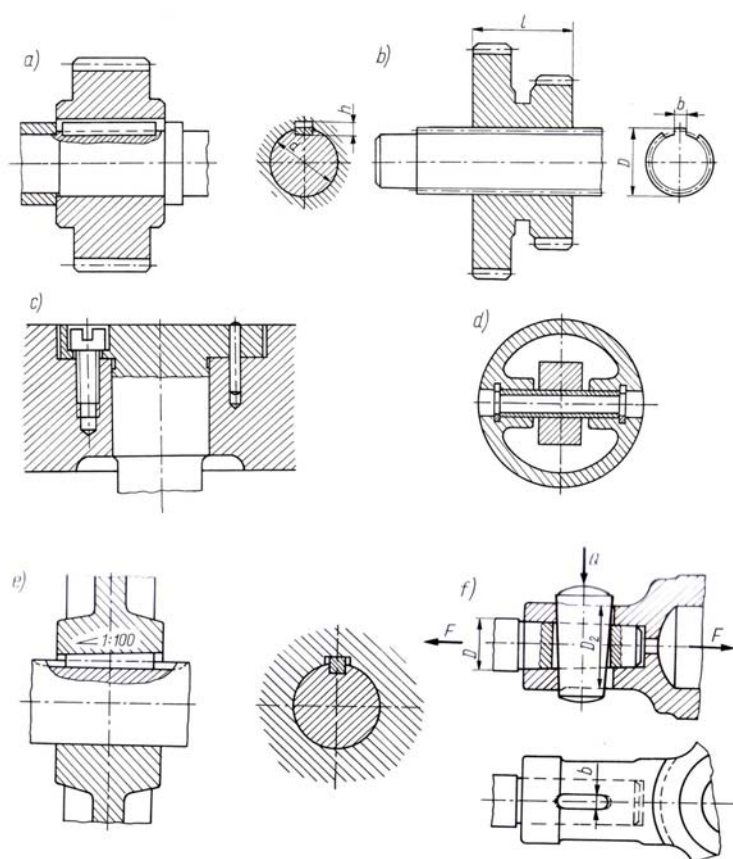
4.5. Projektowanie połączeń kształtowych

4.5.1. Materiał nauczania

Połączenia kształtowe.

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. 25).

Podstawowym zadaniem połączeń kształtowych jest przenoszenie obciążeń (siły wzdłużnej, poprzecznej lub momentu skręcającego) działających na 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.³⁷



Rys. 25. Połączenia kształtowe: a) wpustowe, b) wielowypustowe, c) kołkowe, d) sworzniowe, e) klinowe wzdłużne, f) klinowe poprzeczne

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

³⁷ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

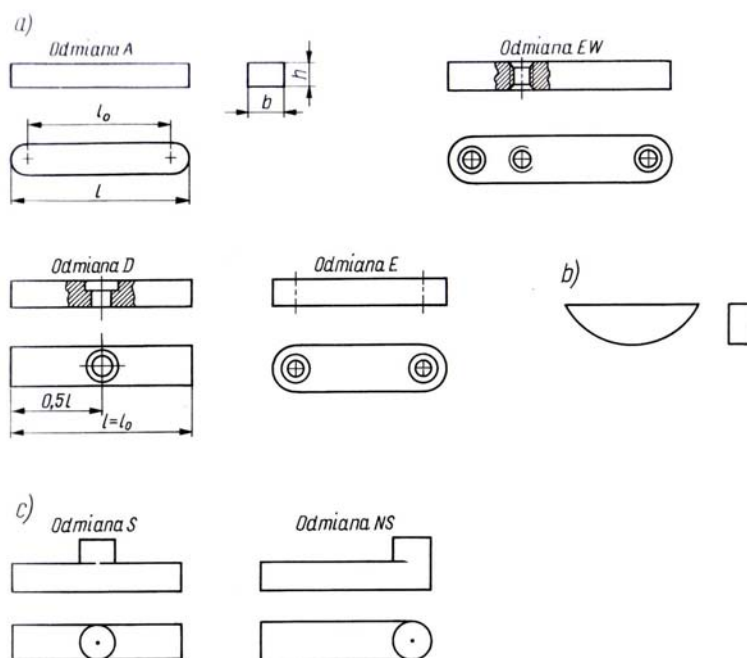
Wśród połączeń kształtowych bezpośrednich rozróżnia się połączenia wielowypustowe, wielokarbowe i wieloboczne, a w połączeniach pośrednich - wpustowe, kołkowe, sworzniowe i klinowe. Części łączone mogą być nieruchome względem siebie (w połączeniach spoczynkowych) lub przesuwne wzdłuż osi (w połączeniach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

Połączenia wpustowe.

Rodzaje i konstrukcje wpustów. Połączenia wpustowe służą do osadzania na wale różnych części maszyn (kół zębatach, pasowych). 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. 26a). 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 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.



Rys. 26. 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]

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Wpusty czółenkowe (rys. 26b, 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 / piasty, są stosowane wpusty czopkowe (rys. 23c, PN-73/M-85047).

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

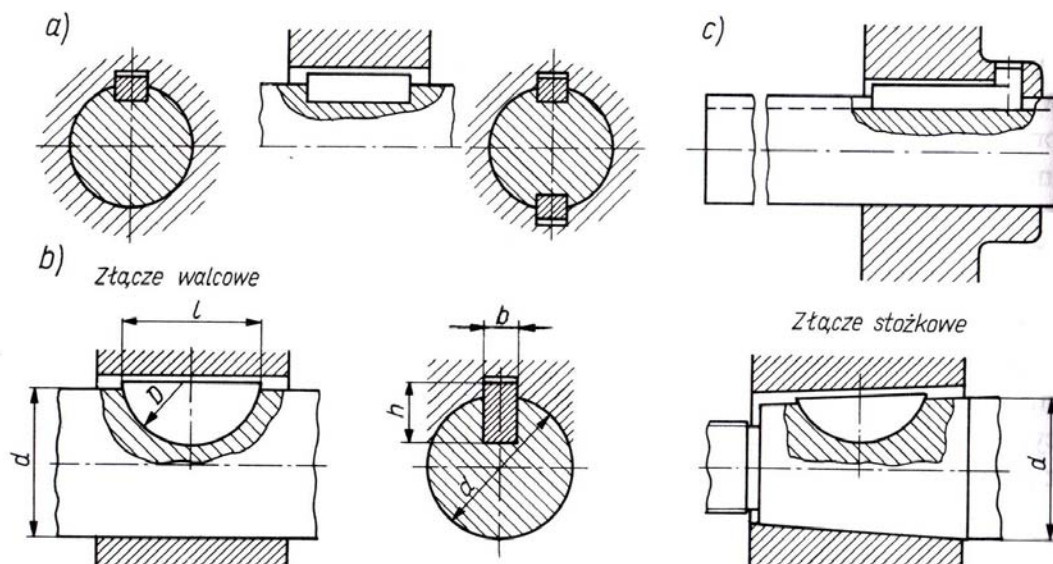
Konstrukcja i zastosowanie połączeń wpustowych.³⁸ Podczas pracy połączeń wpustowych (przenoszenie momentu obrotowego) występują naciski na boczne powierzchnie wpustów, dlatego dla uniknięcia niepożądanych luzów (między bocznymi powierzchniami wpustu i rowków) osadza się je ciasno, stosując pasowania 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 piąście 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 piąście, 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. według rys. 25a), ponieważ wpusty nie zabezpieczają części osadzanych przed przesunięciami wzdłużnymi.

W połączeniach wpustowych z reguły stosuje się jeden wpust. Stosowanie dwóch wpustów (rys. 27a) 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.

³⁸ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



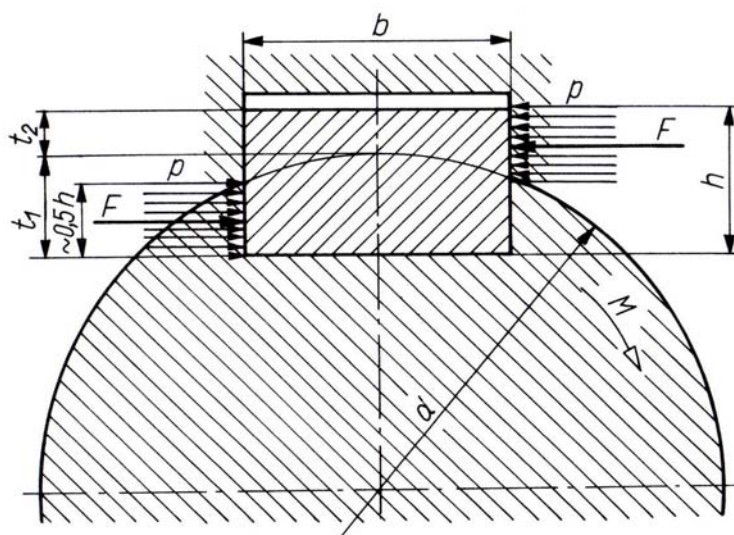
Rys. 27. Połączenia wpustowe z wpustami: a) pryzmatycznymi, b) czółenkowymi, c) czopkowymi

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Osadzanie części na wale z zastosowaniem wpustów czółenkowych wykonuje się zarówno na czopach walcowych, jak i stożkowych (rys. 27b). Przy osadzaniu na powierzchni stożkowej uzyskuje się dobre osiowanie współpracujących części.

Wpusty czopkowe (rys. 27c) są stosowane w połączeniach ruchowych zamiast długich wpustów pryzmatycznych dwuotworowych. W praktyce spotyka się je dość rzadko, m.in. ze względu na utrudnione wykonanie ni woni 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. 28. Obciążenie wpustu

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Wpusty oblicza się z warunku na naciski powierzchniowe (rys. 28) według wzoru

$$p = \frac{F}{l_o \cdot \frac{h}{2} \cdot n} \leq k_o [\text{MPa}]^{39}$$

w którym:

- F - siła wyznaczona na podstawie przenoszonego momentu obrotowego $\left(F = \frac{2M}{d}\right)$;
l_o - czynna długość wpustu (rys. 23a, b);
 $\frac{h}{2}$ - przybliżona wartość wysokości powierzchni wpustu narażonej na naciski;
n - liczba wpustów;
k_o - naciski dopuszczalne.

Ponieważ wymiary przekroju wpustów dobiera się według 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.

4.5.2. Pytania sprawdzające

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

1. Wymień rodzaj połączeń kształtowych?
2. Sklasyfikuj rodzaje wpustów?
3. W jaki sposób dobieramy lub obliczamy wpusty?
4. Scharakteryzuj połączenia wielowypustowe?
5. Scharakteryzuj połączenia kołkowe i sworzniowe?
6. Scharakteryzuj połączenia klinowe?

4.5.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 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. Wykonać projekt tego połączenia wpustowego.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) obliczyć siłę działającą na wpust,
- 2) przyjąć wymiary wpustu wykorzystując normę PN-70/M-85005,
- 3) ustalić wartość nacisków dopuszczalnych,
- 4) na podstawie obliczeń dobrać wpust pryzmatyczny według normy,
- 5) wyniki z ćwiczenia zapisać w zeszycie przedmiotowym.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- zeszyt przedmiotowy do wykonania ćwiczenia,
- normy do projektowania połączeń kształtowych PN-70/M-85005,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

³⁹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

4.5.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) wskazać 3 połączenia kształtowe	☐	☐
2) sklasyfikować rodzaje wpustów pryzmatycznych	☐	☐
3) określić w jaki sposób obliczamy lub dobieramy wpusty pryzmatyczne	☐	☐
4) dokonać charakterystyki połączeń wielowypustowych	☐	☐
5) dobrać pasowanie czopa z otworem w połączeniu z wpustem pryzmatycznym	☐	☐
6) dokonać charakterystyki połączeń klinowych poprzecznych	☐	☐

4.6. Projektowanie połączeń sprężystych

4.6.1. Materiał nauczania

Elementy podatne.

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. 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.

Sprężyny — wiadomości ogólne.

Sprężyny stosowane w budowie maszyn i urządzeń najczęściej spełniają następujące zadania:

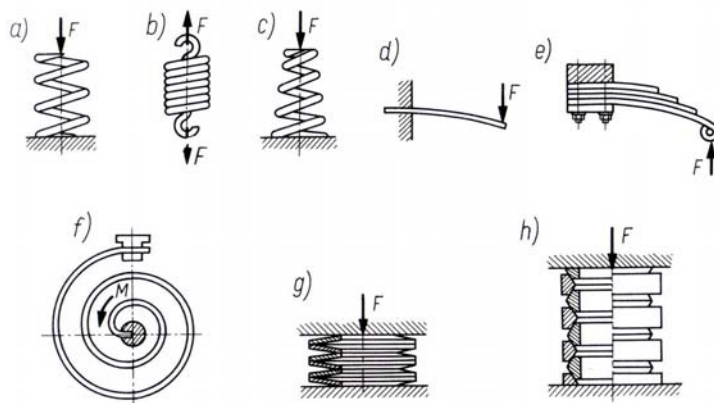
- dociskają części maszyn w czasie ich pracy;
- zapewniają zmianę położenia różnych elementów w określonych granicach;
- łagodzą uderzenia i wstrząsy;
- tłumią drgania.

Ponadto sprężyny służą do regulacji i pomiaru sił, kasowania luzów, kumulowania energii, napędu drobnych mechanizmów.

Klasyfikacja sprężyn.⁴⁰ 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. 29): 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), ściskane (naciskowe) - rys. 29 a, c, g, h, zginane - rys. 29 d, e i skręcane - rys. 29 f. Rodzaj obciążenia sprężyn nie zawsze określa jednoznacznie rodzaj wywołanych w nich naprężeń.



Rys.29. Rodzaje sprężyn

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

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).

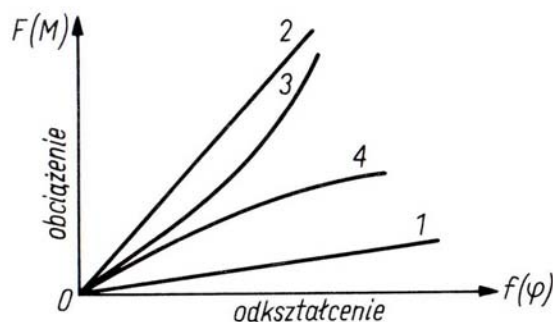
Sprężyny wykonuje się z drutów (rzadziej z prętów), taśm i blach. Technologia wykonania sprężyn zależy od ich wymiarów i kształtu, postaci materiału wyjściowego, a także od wielkości produkcji. Sprężyny pracujące w środowisku korodującym oraz sprężyny stykowe, stosowane np. jako łączniki elektryczne, są wykonywane z odpowiednich stopów metali nieżelaznych np. z brązu krzemowego, fosforowego lub berylowego, mosiądzu wysoko-niklowego.

Niektóre rodzaje sprężyn wykonuje się z drewna prasowanego, a ostatnio również z tworzyw sztucznych, np. z poliestrowego laminatu szklanego.

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. 30). Sprężyny mogą być podatne („miękkie”), łatwo odkształcające się już przy niewielkim obciążeniu (linia 1 na rys. 30) lub sztywne, „twarde” (linia 2).

⁴⁰ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



Rys. 30. Charakterystyki sprężyn: 1,2 - o stałej sztywności, 3 - o sztywności wzrastającej (sprężyna progresywna), 4 - o sztywności malejącej (sprężyna degresywna)

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Rozróżnia się sprężyny o sztywności stałej (linie proste 1, 2 na rys. 30) 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 degresywne - 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 docisku sprężyny powoduje coraz mniejsze jej ugięcie.

Dla sprężyn o charakterystyce liniowej sztywność C (stałą sprężyny, wskaźnik sztywności sprężyny) określa zależność

$$C = \frac{F}{f} \text{ w } \frac{N}{mm} \quad \text{lub} \quad C = \frac{M}{\varphi} \text{ w } \frac{N \cdot mm}{rad}^{41}$$

w której:

f - strzałka ugięcia pod obciążeniem F ,

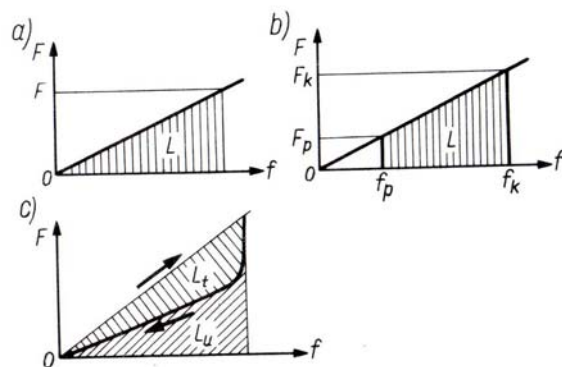
φ - kąt skręcenia pod działaniem momentu M .

Znajomość wartości stałej sprężyny jest wykorzystywana przy doborze sprężyn (por. tabl. 6).

W wyniku odkształcenia wywołanego obciążeniem sprężyna gromadzi energię umożliwiającą wykonanie określonej pracy. Wartość pracy określa zakreskowane pole pod charakterystyką (rys. 31a) oraz zależność

$$L = \frac{F \cdot f}{2} \quad \text{lub} \quad L = \frac{M \cdot \varphi}{2}$$

⁴¹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



Rys. 31. Wykresy pracy sprężyny

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

W celu zwiększenia efektywności pracy sprężyn są one często montowane z napięciem wstępnym F_p (rys. 31b) i wówczas:

$$L = 0,5(F_k \cdot f_k - F_p \cdot f_p) \quad \text{lub} \quad L = 0,5(M_k \cdot \varphi_k - M_p \cdot \varphi_p)^{42}$$

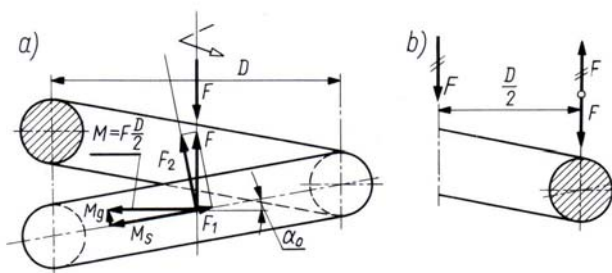
Podczas obciążania każda sprężyna magazynuje energię, natomiast podczas odciążania - oddaje ją. Ze względu na tarcie wewnętrzne w metalu oraz tarcie zewnętrzne między sprężyną i elementami współpracującymi część zgromadzonej energii jest zużywana na pokonanie oporów tarcia i ulega rozproszeniu. Straty energii obrazuje pole L_t (rys. 31c), 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 pomiarowych, 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_t powinna być wówczas możliwie duża.

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. 32), ponieważ siła F działa w przybliżeniu w osi sprężyny, należy zatem 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. 32b). 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.



Rys. 32. Schemat obciążenia sprężyny śrubowej

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Rozkładając siłę F i moment M na wektory składowe, działające w osi drutu oraz prostopadle 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

$$M_s = 0,5F \cdot D \cdot \cos \alpha \approx 0,5F \cdot D$$

Wpływ pozostałych czynników (sił F_1 i F_2 oraz momentu M_g) uwzględnia się przez wprowadzenie współczynnika poprawkowego K , obliczanego według wzoru

$$K = \frac{4\delta - 1}{4\delta - 4} + \frac{0,615}{\delta}^{43}$$

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

$$\tau_s = \frac{M_s \cdot K}{W_o} = \frac{0,5F \cdot D \cdot K}{0,2d^3} = \frac{2,5F \cdot D \cdot K}{d^3} \leq k_s^{44}$$

Jeżeli w założeniach konstrukcyjnych przyjmuje się wartość współczynnika δ (bez zakładania wymiaru D wówczas po wprowadzeniu do wzoru wartości $\delta = D/d$ otrzymuje się

$$\tau_s = \frac{2,5F \cdot \delta \cdot K}{d^2} \leq k_s^{45}$$

Po wyznaczeniu średnicy drutu 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

$$f = \frac{8F \cdot z \cdot D^3}{G \cdot d^4} = \frac{8F \cdot z \cdot \delta^3}{G \cdot d}^{46}$$

w którym:

G - moduł sprężystości poprzecznej; dla stali sprężynowych

$$G = (0,8 \div 0,85) \cdot 10^5 \text{ MPa}.$$

W przypadku sprężyn montowanych z napięciem wstępnym $F_p = (0,1 \div 0,6)F_k$ wartość strzałki ugięcia obliczona ze wzoru określa całkowite ugięcie sprężyny, które jest sumą ugięcia wstępnego i ugięcia roboczego, wywołanego obciążeniem roboczym. Ugięcie robocze f_r sprężyny wyznacza się z zależności

$$f = \frac{f_r \cdot F_k}{F_k - F_p}^{47}$$

⁴³ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁴⁴ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁴⁵ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁴⁶ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁴⁷ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

W praktyce często należy obliczać ugięcie jednego czynnego zwoju f_1 i wówczas do wzoru wprowadza się zależność $f = f_1 \cdot z$, otrzymując

$$f_1 = \frac{8F \cdot D^3}{G \cdot d^4} = \frac{8F \cdot \delta^3}{G \cdot d} \quad 48$$

Na podstawie wzoru wyznacza się również sztywność sprężyny (stałą sprężyny)

$$C = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8z \cdot D^3} = \frac{G \cdot d}{8z \cdot \delta^3} \quad 49$$

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 3, w której podano wartości obciążeń siłą F i ugięcie 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. 6) 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

$$z_c = z + (1,5 \div 2)$$

Luz osiowy między zwojami sprężyny przy maksymalnym jej obciążeniu (uwzględniający m.in. usterki wykonania oraz zabezpieczający przed stykaniem się zwojów) powinien wynosić

$$e = (0,1 \div 0,2)d$$

Prześwit między poszczególnymi zwojami sprężyny naciskowej nie obciążonej wynosi

$$a = f_1 + e$$

Długość sprężyny w stanie swobodnym

$$l_o = z(a + d) + (1,5 \div 2)d$$

Długość sprężyny w stanie ściśniętym („zblokowanej”)

$$l_k = z(e + d) + (1,5 \div 2)d$$

Dla sprężyn naciągowych długość sprężyny nie obciążonej wynosi

$$l_o = z \cdot d + 2l_z$$

gdzie l_z - długość zaczepu.

W celu nawinięcia sprężyny oblicza się również wznios linii śrubowej zwoju z zależności

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{s}{\pi \cdot D}$$

⁴⁸ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁴⁹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Tablica 6. Wartości F/f_1 do obliczania sprężyn śrubowych ze stali, dla której:
 $k_s=400$ MPa i $G=83000$ Mpa

średnia 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	$\frac{1,6}{148}$	$\frac{5,4}{98}$	$\frac{12,8}{73}$	$\frac{25}{58}$	$\frac{44}{47,5}$	$\frac{70}{40,4}$	$\frac{105}{34,8}$	$\frac{150}{30,7}$	$\frac{210}{27,3}$	$\frac{360}{22,2}$	$\frac{590}{18,7}$	$\frac{880}{16,0}$

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

4.6.2. Pytania sprawdzające

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

1. Wymień sprężyny ze względu na rodzaj obciążenia.
2. Jakie zadania w budowie maszyn spełniają sprężyny?
3. Jakie najczęściej stosujemy materiały do wyrobu sprężyn?
4. Scharakteryzuj sztywność sprężyny śrubowej walcowej.
5. Wymień 3 podstawowe parametry sprężyn śrubowych.
6. Na jakie momenty jest narażona sprężyna śrubowa?
7. Na jakie siły narażona jest sprężyna śrubowa?

4.6.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Zaprojektować sprężynę śrubową walcową z drutu okrągłego, wykonanej ze stali 50MG. Przewidywane warunki pracy sprężyny: wstępne napięcie na montażu $F_p=300$ N, maksymalne obciążenie robocze $f_r=20$ mm. Przyjąć współczynnik kształtu $f=7$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) wyznaczyć całkowitą stratę napięcia,
- 2) obliczyć współczynnik poprawkowy,
- 3) obliczyć liczbę czynnych zwojów,
- 4) obliczyć napięcie jednego zwoju,
- 5) obliczyć wznios linii śrubowej zwoju,
- 6) wykonać rysunek połączenia sprężystego śrubowego.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- zeszyt przedmiotowy do wykonania ćwiczenia,
- normy do projektowania połączeń podatnych PN-74/H-84032, PN-71/H-80057,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

4.6.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz:

- 1) dokonać podziału sprężyn ze względu na obciążenie
- 2) scharakteryzować zadania jakie spełniają sprężyny w budowie maszyn
- 3) wskazać 3 gatunki najczęściej stosowanego materiału na sprężyny
- 4) scharakteryzować podstawowe parametry sprężyny śrubowej
- 5) określić na jakie momenty jest narażona sprężyna śrubowa
- 6) określić na jakie siły jest narażona sprężyna śrubowa

Tak Nie

☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐
☐	☐

4.7. Projektowanie rurociągów

4.7.1. Materiał nauczania

Połączenia rurowe i zawory.

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. 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.

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, zawieszania.

W dalszej części rozdziału zostaną omówione tylko niektóre elementy rurociągów oraz ogólne zasady ich projektowania.

Przewody rurowe.

Materiały stosowane na rury. Rury wykonuje się ze stali, staliwa lub żeliwa, z metali nieżelaznych (miedzi, aluminium, ołowiu) i ich stopów (np. mosiądzu) oraz z materiałów niemetalicznych (kamionki, betonu, topionego bazaltu, szkła, tworzyw sztucznych). 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 i 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.⁵⁰ Rury i inne części rurociągów (kształtki, rozgałęźniki) są elementami znormalizowanymi; ich dobór jest oparty na średnicy nominalnej D_n , odpowiadającej w zasadzie średnicy wewnętrznej 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 grubościennie) 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

⁵⁰ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

czynnika lub przy czynniku o własnościach 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 - $p_{pr} \leq 1,25 p_n$).

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

$$S = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} = \frac{Q}{v} \quad ^{51}$$

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

$$g = \frac{p_n \cdot D_n}{2k_r \cdot z} + c \quad ^{52}$$

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; dla rur stalowych $c \approx 1$ mm; dla rur lanych $c = 3 \div 5$ mm.

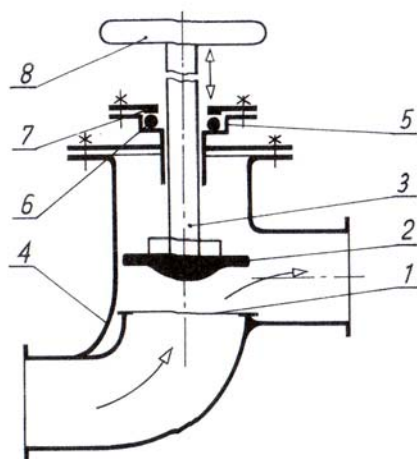
Po obliczeniu średnicy rury D_n i grubości jej ścianki g , dobiera się odpowiednią rurę z normy.

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, utrzymaniu żadanego ciśnienia przed lub za zaworem, zmianie drogi lub rozgałęzieniu przepływu oraz na przepuszczaniu czynnika tylko w jednym kierunku. Istnieje bardzo wiele rozwiązań konstrukcyjnych zaworów, dostosowanych do rodzaju przepływającego czynnika i wymaganej wydajności, ciśnienia. Większość zaworów jest znormalizowanych, np. zawory: rurowe, silników spalinowych, aparatów tlenowych, do ciśnieniomierzy, do dętek, odpowietrzające i inne.

⁵¹ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

⁵² Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996



Rys. 33. Schemat zaworu rurowego

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

Zasadę budowy i działania zaworu rurowego przedstawiono na rys. 33. 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. 33 przesuw zawieradła zapewnia wrzeciono (śruba) 3, obracane np. kółkiem ręcznym 8). Wrzeciono musi być uszczelnione w celu zapobieżenia niepożądanym wypływowi czynnika. Jednym z rozwiązań w tym zakresie jest zastosowanie dławnicy, którą stanowi: komora dławnicowa 5, wypełniona 1 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 rozrządnych),
- samoczynnie (np. pod wpływem różnicy ciśnień lub temperatury czynnika przed i za otworem).

Sterowanie przymusowe może odbywać się ręcznie (siłą ręki) lub za pomocą siłownika (serwomotoru) o napędzie elektrycznym, hydraulicznym.

Klasyfikacja i zastosowanie zaworów.⁵³ Najczęściej stosuje się podział 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;
- zawory zamykające (zaporowe), przeznaczone do pracy przy skrajnych położeniach zawieradła, zapewniające całkowite otwarcie lub szczelne zamknięcie otworu przepływowego;

⁵³ Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

- 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:

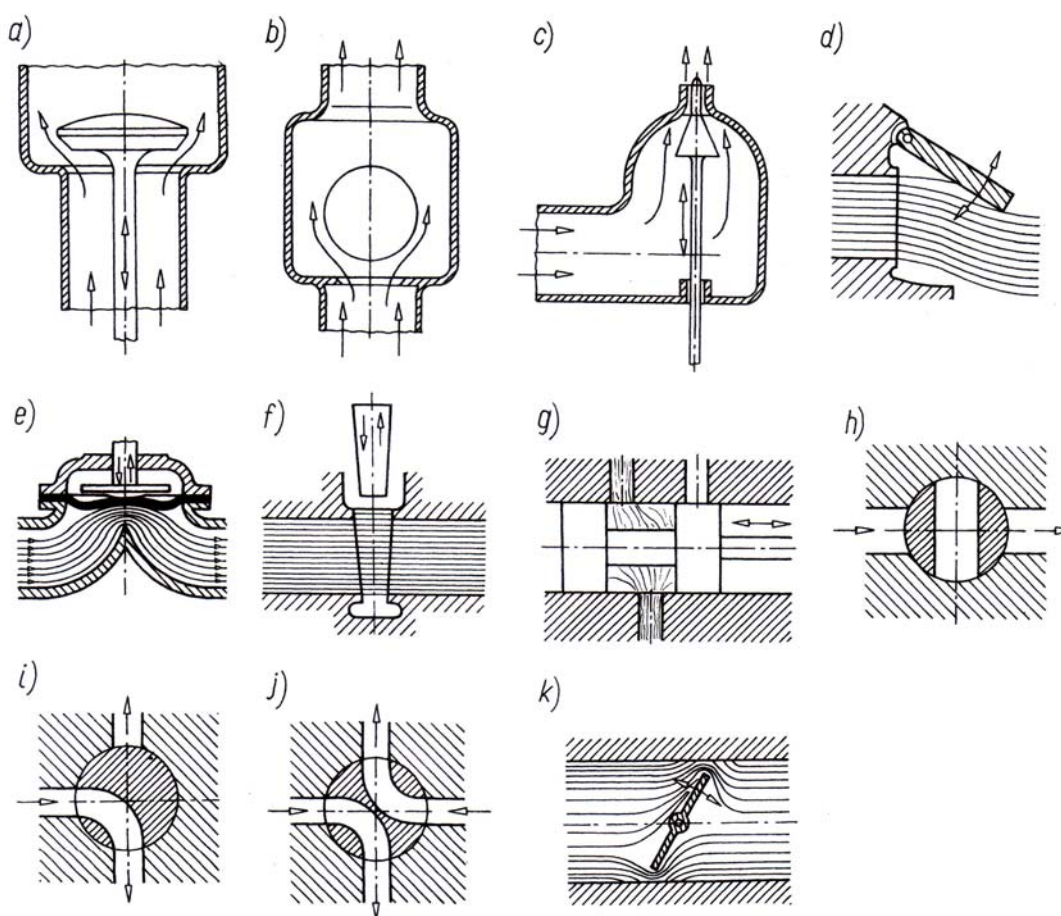
- zawory przykrywające, w których zawieradło przesuwają się w kierunku prostopadłym do powierzchni uszczelniającej gniazda;
- zawory zasłaniające, w których zawieradło przesuwają się stycznie do powierzchni uszczelniającej gniazda.

Do **zaworów przykrywających** należą:

- zawory wzniosowe: grzybkowe z zawieradłem talerzowym (rys. 33) lub stożkowym (rys. 34a), kulowe (rys. 34b) i iglicowe;
- kłapy (rys. 34c) o wychylnym ruchu zawieradła;
- zawory membranowe (przeponowe), w których zawieradłem jest membrana (rys. 34e), wykonana najczęściej z gumy.

Do **zaworów zasłaniających** zalicza się:

- zasuwki (rys. 34f) oraz suwaki (rys. 34g) o prostoliniowym ruchu zawieradła;
- kurki (rys. 34h, i, j), w których zawieradło wykonuje ruch obrotowy dookoła własnej osi;
- zawory motylkowe, tzw. przepustnice (rys. 34k), w których zawieradłem jest okrągła tarcza, obracająca się dookoła własnej osi; powierzchnią uszczelniającą gniazda jest w tym przypadku powierzchnia przewodu rurowego.



Rys. 34. Schematy zaworów: a, b, c) zawory wzniosowe, d) kłapa, e) membrana, f) zasuw, g) suwak, h, i, j, k) przepustnica

Źródło: Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996

4.7.2. Pytania sprawdzające

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

1. Wymień elementy składowe rurociągu.
2. Scharakteryzuj zasady doboru i obliczania rur.
3. Jakie stosujemy połączenia rurowe?
4. Scharakteryzuj zawory.
5. Wymień zastosowania zaworów.

4.7.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Wykonaj projekt dowolnego odcinka rurociągu, który będzie miał co najmniej jedno połączenie rurowe a także co najmniej jeden zawór.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinienś:

- 1) określić podstawowe dane wyjściowe do projektu,
- 2) dobrać przewody rurowe do rurociągu,
- 3) dobrać połączenia rurowe,
- 4) dobrać zawory do projektowania rurociągu,
- 5) wykonać projekt odcinka rurociągu,
- 6) projekt zapisać w zeszycie przedmiotowym.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- przybory kreślarskie do wykonania projektu,
- normy i poradniki w zakresie projektowania rurociągów PN-EN ISO 6708:1998, PN-98/H-74200, PN-75/H-74253, PN-80/H-74219, PN-89/H-02650, PN-76/H-34034,
- literatura wymieniona w punkcie 6 poradnika dla ucznia.

4.7.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) scharakteryzować ciśnienie nominalne przy projektowaniu rurociągów	☐	☐
2) obliczyć strumień objętości natężenia przepływu	☐	☐
3) wykonać projekt odcinka rurociągu dobierając średnicę według norm	☐	☐
4) wskazać 3 zawory należące do grupy zaworów przykrywających	☐	☐

5. SPRAWDZIAN OSIĄGNIĘĆ

INSTRUKCJA DLA UCZNIA

1. Przeczytaj uważnie instrukcję.
2. Podpisz imieniem i nazwiskiem kartę odpowiedzi.
3. Zapoznaj się z zestawem pytań testowych.
4. Test zawiera 11 pytań. Do każdego pytania dołączone są 4 możliwości odpowiedzi. Tylko jedna jest prawidłowa.
5. Udzielaj odpowiedzi tylko na załączonej karcie odpowiedzi, stawiając w odpowiedniej rubryce znak X. W przypadku pomyłki należy błędną odpowiedź zaznaczyć kółkiem, a następnie ponownie zakreślić odpowiedź prawidłową.
6. Pracuj samodzielnie, bo tylko wtedy będziesz miał satysfakcję z wykonanego zadania.
7. Kiedy udzielenie odpowiedzi będzie Ci sprawiało trudność, wtedy odłóż jego rozwiązanie na później i wróć do niego, gdy zostanie Ci wolny czas.
8. Na rozwiązanie testu masz 30 min.

Zestaw zadań testowych

1. Obciążenia mechaniczne dzieli się na:
 - a) stałe i zmienne,
 - b) tylko stałe,
 - c) tylko zmienne,
 - d) nie występują takie obciążenia.
2. Jakie czynniki decydują o wytrzymałości zmęczeniowej?
 - a) czynniki konstrukcyjne,
 - b) czynniki konstrukcyjne i technologiczne,
 - c) czynniki konstrukcyjne, technologiczne i eksploatacyjne,
 - d) czynniki technologiczne i eksploatacyjne.
3. Rodzaje połączeń nitowych w zależności od zastosowania dzielimy na:
 - a) mocne, szczelne, mocno-szczelne, nieznacznie obciążone,
 - b) szczelne, mocno-szczelne, nieznacznie obciążone,
 - c) mocno-szczelne, klejone,
 - d) nieznacznie obciążone, klejone.

4. Nity oblicza się z dwóch warunków wytrzymałościowych na ścinanie:
 - a) skręcanie,
 - b) naciski powierzchniowe,
 - c) rozciąganie,
 - d) zginanie.
5. Odształcenia spawalnicze wywołane są:
 - a) naprężeniami,
 - b) pęknięciami spoiny,
 - c) zbyt wysoką temperaturą,
 - d) skurczami spawalniczymi.
6. Przy spoinach pachwinowych grubość spoiny przyjmuje się:
 - a) 0,4g,
 - b) 0,2g,
 - c) 0,6g,
 - d) 0,8g.
7. W połączeniach gwintowych obciążonych tylko siłą rozciągania oblicza się:
 - a) średnice rdzenia połączenia i dobiera się z norm gwint,
 - b) średnice rdzenia i warunek na wyboczenie,
 - c) średnice rdzenia i warunek skręcania,
 - d) średnice rdzenia i moment skręcania i dobiera się gwint z norm.
8. Przy projektowaniu podnośników śrubowych stosujemy najczęściej gwint:
 - a) trapezowy zwykły,
 - b) drobnozwojny,
 - c) trójkątny,
 - d) prostokątny.

9. W połączeniach kształtowych wpusty oblicza się na:
- a) warunek skręcenia,
 - b) naciski powierzchniowe,
 - c) rozciąganie,
 - d) ściskanie.
10. Sprężyna śrubowa jest narażona na działanie:
- a) skręcenia momentem, zginania momentem,
 - b) rozciągania lub ściskania,
 - c) ścinania,
 - d) skręcania momentem, zginania momentem, rozciągania lub ściskania, ścinania.
11. W rurociągach stosuje się połączenia gwintowe do rur o średnicach i ciśnieniu:
- a) do $D = 80 \text{ mm}$ i $P = 4 \text{ MPa}$,
 - b) do $D = 40 \text{ mm}$ i $P = 4 \text{ MPa}$,
 - c) do $D = 200 \text{ mm}$ i $P = 8 \text{ MPa}$,
 - d) do $D = 500 \text{ mm}$ i $P = 10 \text{ MPa}$.

KARTA ODPOWIEDZI

Imię i nazwisko.....

Projektowanie połączeń rozłącznych i nierozłącznych

Zakreśl poprawną odpowiedź

Nr zadania	Warianty odpowiedzi				Punkty
1	a	b	c	d	
2	a	b	c	d	
3	a	b	c	d	
4	a	b	c	d	
5	a	b	c	d	
6	a	b	c	d	
7	a	b	c	d	
8	a	b	c	d	
9	a	b	c	d	
10	a	b	c	d	
11	a	b	c	d	
Razem:					

6. LITERATURA

1. Mizerski J.: Spawanie. REA, Warszawa 2005
2. Okoniewski S.: Technologia Maszyn. WSiP, Warszawa 1999
3. Rutkowski A.: Części Maszyn. WSiP, Warszawa 1996