



*Aleksander Nieoczym
Kazimierz Drozd*

Metodyka obliczeń, analiza wad
technologicznych i synteza
uszkodzeń eksploatacyjnych śrub

MONOGRAFIE

Metodyka obliczeń, analiza wad
technologicznych i synteza
uszkodzeń eksploatacyjnych śrub

Monografie – Politechnika Lubelska



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Aleksander Nieoczym
Kazimierz Drozd

Metodyka obliczeń, analiza wad
technologicznych i synteza
uszkodzeń eksploatacyjnych śrub



Wydawnictwo
Politechniki Lubelskiej

Lublin 2021

Recenzenci:

dr hab. inż. Aneta Krzyżak, prof. Lotniczej Akademii Wojskowej

dr hab. inż. Mariusz Walczak, prof. Politechniki Lubelskiej

Wydanie monografii zostało sfinansowane z Projektu Politechnika Lubelska – Regionalna Inicjatywa Doskonałości ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego na podstawie umowy nr 030/RID/2018/19

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2021

ISBN: 978-83-7947-472-1

Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej
www.biblioteka.pollub.pl/wydawnictwa
ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin
tel. (81) 538-46-59

Druk: Soft Vision Mariusz Rajski
www.printone.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl
Książka udostępniona jest na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0 Międzynarodowe (CC BY-SA 4.0)

Nakład: 50 egz.

Spis treści

Wykaz symboli	7
Wstęp	18
1 Metodyka i weryfikacja obliczeń śrub	21
1.1 Wartość momentu dokręcającego	21
1.2 Statyczna wytrzymałość połączenia gwintowego	30
1.3 Obliczenia śrub dokręconych z zaciskiem wstępnym	36
1.4 Wpływ geometrii i warunków pracy połączenia gwintowego	46
1.5 Obliczenia uwzględniające obciążenie zmienne	51
1.6 Konstrukcja śruby o zwiększonej wytrzymałości zmęczeniowej	54
1.7 Obliczenia połączeń wielośrubowych	57
1.7.1 Obciążenie w płaszczyźnie styku elementów	58
1.7.2 Złącze obciążone momentem skręcającym	59
1.7.3 Obciążenie złącza siłą dowolnie zorientowaną	62
1.8 Podsumowanie	65
2 Technologia śrub i wykrywanie wad	66
2.1 Materiały na śruby i obróbka	68
2.2 Ochrona połączeń gwintowych przed korozją	74
2.2.1 Rodzaje i źródła korozji	75
2.2.2 Powłoki antykorozyjne	78
2.2.3 Charakterystyka wybranych powłok	82
2.3 Tolerowanie połączeń gwintowych	88
2.4 Badania wad materiałowych i geometrycznych	91
2.4.1 Metodyka badań defektoskopowych i metalograficznych	92
2.4.2 Wyniki badań i ich analiza	95
2.4.3 Mikroskopowa analiza nieciągłości materiału śrub	99
2.4.4 Uszkodzenia podczas obróbki cieplnej	99
2.5 Podsumowanie	102

3	Parametry pracy i badania eksploatacyjne	104
3.1	Smarowanie powierzchni gwintowych	104
3.2	Wytrzymałość śrub dokręcanych z plastyczną deformacją . . .	107
3.3	Wpływ temperatury na wytrzymałość połączeń śrubowych . .	109
3.4	Przypadki zginania jednej śruby	115
3.4.1	Obciążenie mimośrodowe	116
3.4.2	Nierównoległość powierzchni oporowej nakrętki	118
3.4.3	Badanie właściwości śrub obciążonych nieosiowo	126
3.5	Gwinty w narzędziach do głębokiego wiercenia	128
3.6	Modelowanie wytrzymałości połączeń	132
3.7	Stanowiskowe badania procesu wkręcania śrub	136
3.8	Podsumowanie	142
4	Wnioski	145
	Bibliografia	148
	Dokumenty normalizacyjne	160
	Źródła dostępne online	162
	Streszczenie	164
	Summary	165

Wykaz symboli

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
A_1	mm^2	pole powierzchni przekroju poprzecznego śruby
A_2	mm^2	pole powierzchni styku elementów łączonych
a_2	mm	wymiar styku złącza w kierunku osi x
A_5	%	wydłużenie względne przy próbie rozciągania
B	$\text{MPa}^{-m} \text{h}^{-1}$	współczynnik zależny od materiału i temperatury otoczenia
b_2	mm	wymiar styku złącza w kierunku osi y
c_1	N mm^{-1}	sztywność materiału śruby
c_2	N mm^{-1}	zastępcza sztywność materiału elementów łączonych
C_3	mm	stała całkowania
C_4	mm	stała całkowania
C_5	mm^{-1}	stała
C_6		stała
C_7	mm^{-1}	stała
C_8	MPa^{-m}	stała całkowania
D	mm	średnica zewnętrzna gwintu wewnętrznego, naciętego w nakrętce
d	mm	średnica wierzchołkowa (nazywana też zewnętrzną lub znamionową) gwintu zewnętrznego, naciętego na śrubie
D_2	mm	średnica podziałowa gwintu wewnętrznego
d_2	mm	średnica podziałowa gwintu zewnętrznego
D_3	mm	średnica wewnętrzna gwintu naciętego w nakrętce
d_3	mm	średnica rdzenia gwintu (średnica wewnętrzna) gwintu zewnętrznego

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
d_c	mm	średnica nienagwintowanej części trzpienia śruby
d_m	mm	średnia średnica tarcia, zależna od kształtu geometrycznego stykających się powierzchni łoża śruby lub nakrętki z płaszczyzną oporową
D_o	mm	średnica otworu nakrętki
D_s	mm	średnica okręgu, na obwodzie którego położone są osie otworów złącza kołnierzewego
d_s	mm	średnia średnica współpracy powierzchni gwintowych
d_z	mm	średnia średnica „stożka wpływu” równa średnicy walca zastępczego
E	MPa	moduł sprężystości podłużnej (Young’a)
E_1	MPa	moduł sprężystości podłużnej (Young’a) materiału śruby
e_1	mm	mimośrodkowość – przesunięcie kierunku działania siły względem osi symetrii śruby
E_2	MPa	moduł sprężystości podłużnej (Young’a) materiału elementu łączonego
E_T	MPa	moduł sprężystości podłużnej (Young’a) materiału elementu łączonego wyznaczany w określonej temperaturze
e_x	mm	współrzędna środka ciężkości pola przekroju śruby w kierunku osi x
e_y	mm	współrzędna środka ciężkości pola przekroju śruby w kierunku osi y
F	N	siła (ogólnie)
f	kHz	częstotliwość obciążenia zmęczeniowego
f_0		współczynnik przy zerowej potędze zmiennej niezależnej wielomianu
f_1		współczynnik przy pierwszej potędze zmiennej niezależnej wielomianu
f_2		współczynnik przy drugiej potędze zmiennej niezależnej wielomianu

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
f_3		współczynnik przy trzeciej potędze zmiennej niezależnej wielomianu
F_x	N	składowa siły obciążającej złącze F , działająca w płaszczyźnie styku elementów łączonych wzdłuż osi x
F_y	N	składowa siły obciążającej złącze F , działająca w płaszczyźnie styku elementów łączonych wzdłuż osi y
F_z	N	składowa siły obciążającej złącze F , działająca prostopadłe do płaszczyzny styku elementów łączonych wzdłuż osi z
g_2	mm	grubość kołnierza złącza u jego podstawy
H	mm	długość wkręcenia
h	mm	wysokość (ogólnie)
H_{kr}	mm	krytyczna wysokość nakrętki
I	mm ⁴	główny centralny osiowy moment bezwładności przekroju śruby
i		zmienna iteracyjna
I_{2x}	mm ⁴	moment bezwładności powierzchni styku względem osi x układu współrzędnych
I_{2y}	mm ⁴	moment bezwładności powierzchni styku względem osi y układu współrzędnych
K	N mm rad ⁻¹	szttywność kątowna – stała wyznaczona dla konkretnej śruby
k_c	MPa	naprężenia dopuszczalne na ściskanie
k_e		efektywny współczynnik koncentracji naprężeń we wrębach gwintu
k_g	MPa	naprężenia dopuszczalne na zginanie
k_r	MPa	naprężenia dopuszczalne na rozciąganie
k_s	MPa	naprężenia dopuszczalne na skręcanie
k_t	MPa	naprężenia dopuszczalne na ścinanie

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
l	mm	długość gwintu naciętego na trzpieniu śruby
l_1	mm	długość części śruby o niezmiennym się polu przekroju
l_2	mm	długość łączonego elementu
l_{21}	mm	długość jednego z dwóch łączonych elementów
l_{22}	mm	długość drugiego z dwóch łączonych elementów
l_3	mm	długość skręcenia
l_{c1}	mm	długość części śruby pomiędzy łbem a nakrętką
l_{c3}	mm	długość zginanej części śruby
L_h	h	trwałość godzinowa
l_x	mm	odległość w kierunku osi x
l_y	mm	odległość w kierunku osi y
m		współczynnik zależny od materiału i temperatury otoczenia
N		liczba cykli obciążenia
n		liczba śrub występujących w złączu
n_i		liczba elementów podlegających iteracji
n_r		liczba rzędów śrub w złączu
P	mm	podziałka
p	MPa	nacisk powierzchniowy
P_0	mm	skok linii śrubowej
p_1		prawdopodobieństwo
$p_{T_{xz}}$	MPa	nacisk powierzchniowy generowany przez składową momentu T_{xz}
$p_{T_{yz}}$	MPa	nacisk powierzchniowy generowany przez składową momentu T_{yz}
p_w	MPa	nacisk powierzchniowy powstający pod wpływem siły Q_w napięcia wstępnego
p_z	MPa	nacisk powierzchniowy generowany przez siłę składową F_z normalną do powierzchni stykających się elementów

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
Q	N	siła obciążająca śrubę w kierunku osiowym
Q_{1r}	N	siła rozciągająca śrubę podczas występowania obciążenia eksploatacyjnego
Q_{2r}	N	siła ściskająca elementy łączone, występująca w warunkach obciążenia eksploatacyjnego
Q_c	N	łączna siła obciążająca śrubę podczas występowania obciążenia eksploatacyjnego; siła całkowita
Q_{cT}	N	łączna siła obciążająca śrubę podczas występowania obciążenia eksploatacyjnego przy zmienionej temperaturze
Q_r	N	siła robocza obciążająca złącze w czasie eksploatacji
Q'_r	N	siła robocza o takiej wartości, że powoduje wytworzenie luzu δ'_r w złączu podczas eksploatacji, natomiast całe obciążenie robocze przenoszone jest przez śrubę
Q_{rT}	N	obciążenie robocze przy oddziaływaniu cieplnym
Q_T	N	zmiana obciążenia wstępnego elementów z powodu zmiany temperatury
Q_w	N	siła napięcia wstępnego
Q'_w	N	siła napięcia wstępnego przy zmianie charakterystyki sztywności elementów łączonych
Q_{wT}	N	siła napięcia wstępnego występująca po zmianie temperatury
Q_z	N	siła obciążenia resztkowego działającego na elementy łączone
Q_{zT}	N	siła obciążenia resztkowego działającego na elementy łączone po zmianie temperatury
R	mm	promień przejścia
r	mm	promień
R^2		współczynnik determinacji

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
R_a	μm	średnie arytmetyczne odchylenie profilu od linii średniej
R_e	MPa	granica plastyczności materiału
R_{e02}	MPa	umowna granica plastyczności
R_{e1}	MPa	granica plastyczności materiału, z którego wykonana została śruba
R_m	MPa	wytrzymałość doraźna; wytrzymałość na rozciąganie
R_t	MPa	doraźna wytrzymałość na ścinanie
S	mm	wymiar pod klucz
s	mm	strzałka ugięcia
S_{o2}	m^2	biegunowy moment statyczny powierzchni styku względem jej środka ciężkości
S_p	MPa	naprężenie generowane w materiale śruby pod obciążeniem próbnym
S_x	m^3	moment statyczny pola przekroju względem osi x układu współrzędnych
T	N	siła tarcia
t	h	czas pozostawania pod obciążeniem
T_1	K	temperatura śruby
T_2	K	temperatura elementu wchodzącego w skład złącza
T_c	N mm	moment całkowity
T_d	N mm	moment dokręcający
T_g	N mm	moment zginający
T_S	N mm	moment skręcający
T_{S1}	N mm	moment skręcający w rdzeniu śruby
T_t	N mm	moment tarcia pomiędzy elementami łączonymi lub uwzględniający opory tarcia śruby albo nakrętki o powierzchni elementów łączonych
T_{xy}	N mm	składowa momentu obciążającego złącze, działająca w kierunku osi z prostopadłej do płaszczyzny styku elementów łączonych

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
T_{xz}	N mm	składowa momentu obciążającego złącze, działająca w kierunku osi y równoległej do płaszczyzny styku elementów łączonych
T_{yz}	N mm	składowa momentu obciążającego złącze, działająca w kierunku osi x równoległej do płaszczyzny styku elementów łączonych
v_p	s ⁻¹	prędkość pełzania
W_2	mm ³	wskaźnik wytrzymałości pola styku
W_x	mm ³	osiowy wskaźnik wytrzymałości na zginanie
x	mm	bieżąca zmienna odległość wzdłuż osi x układu współrzędnych
x_e		współczynnik bezpieczeństwa odniesiony do granicy plastyczności
x_m		współczynnik bezpieczeństwa odniesiony do wytrzymałości doraźnej
x_p		współczynnik bezpieczeństwa przy pełzaniu
x_z		współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniu zmiennym
y	mm	bieżąca zmienna odległość wzdłuż osi y układu współrzędnych; funkcja opisująca przebieg linii ugięcia wzdłuż śruby $y = f(x)$
y'	rad	pierwsza pochodna ugięcia, opisująca przebieg kąta ugięcia wzdłuż śruby $y' = \frac{dy}{dx}$
y''		druga pochodna ugięcia $y'' = \frac{d^2y}{dx^2}$
y_0	mm	współrzędna y położenia osi obojętnej względem osi x
Z_j	MPa	granica zmęczenia przy obciążeniu cyklicznym jednostronnie zmiennym
Z_o	MPa	granica zmęczenia przy obciążeniu cyklicznym obustronnie zmiennym

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
Z_r	MPa	granica zmęczenia przy cyklicznym rozciąganiu
Z_{rc}	MPa	granica zmęczenia przy cyklicznym rozciąganiu i ściskaniu
Z_{rsc}	MPa	granica wytrzymałości zmęczeniowej śruby przy wahadłowym rozciąganiu/ ściskaniu
$Z_{r\chi}$	MPa	granica wytrzymałości zmęczeniowej przy obciążeniu dowolnym
ΔQ	N	zakres zmiany siły osiowej (zakręcania) obciążającej materiał śruby
ΔT_1	K	zmiana temperatury śruby
ΔT_2	K	zmiana temperatury materiałów łączonych
ΔT_c	N mm	przedział tolerancji momentu dokręcającego możliwy do uzyskania w urządzeniu technologicznym (wkrętarnie)
α		współczynnik kształtu zależny od średnicy gwintu, skoku P oraz rodzaju złącza
α_1	°	kąt nachylenia funkcji obciążenia śruby siłą do osi wydłużenia lub skrócenia δ
α'_1	°	kąt nachylenia funkcji obciążenia śruby siłą do osi wydłużenia lub skrócenia δ w przypadku zwiększenia elastyczności śruby
α_2	°	kąt nachylenia funkcji obciążenia elementów łączonych siłą do osi skrócenia lub wydłużenia δ
α_e	°	kąt ugięcia osi śruby względem osi otworu; kąt nierównoległości powierzchni oporowej śruby lub nakrętki
α_t	°	kąt roboczy zarysu gwintu
α_{T1}	K^{-1}	współczynnik rozszerzalności liniowej materiału śruby
α_{T2}	K^{-1}	współczynnik rozszerzalności liniowej materiału elementów łączonych

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
β		współczynnik wrażliwości materiału śruby na działanie karbu
γ	°	kąt wzniosu linii śrubowej punktu zarysu odniesienia (zwykle jest to punkt określony promieniem zarysu)
γ_b		współczynnik wielkości przedmiotu
δ	mm	wydłużenie lub skrócenie bezwzględne
δ_1	mm	wydłużenie śruby pod wpływem napięcia wstępnego o wartości Q_w
δ_2	mm	skrócenie wymiaru elementu łączonego pod wpływem nacisku wstępnego Q_w
δ_b		rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa, uwzględniający wymiary geometryczne oraz sposób obciążenia elementu
δ_r	mm	wydłużenie śruby w wyniku działania siły eksploatacyjnej Q_r
δ'_r	mm	wydłużenie śruby w wyniku działania siły eksploatacyjnej Q_r
δ_T	mm	różnica wydłużenia elementów łączonych δ_{T2} i śruby δ_{T1} spowodowana zmianą temperatury eksploatacji
δ_{T1}	mm	wydłużenie śruby pod wpływem zmiany temperatury o wartości ΔT_1
δ_{T2}	mm	wydłużenie elementów łączonych pod wpływem zmiany temperatury o wartości ΔT_2
ε	rad s ⁻²	przyspieszenie kątowe
ε_1	%	odkształcenie względne
ε_p	%	trwałe odkształcenie względne
ε_s	%	odkształcenie względne sprężyste
λ	mm N ⁻¹	podatność na odkształcenie
λ_1	mm N ⁻¹	podatność materiału śruby na odkształcenie

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
λ_2	mm N ⁻¹	podatność materiału elementów łączonych na odkształcenie
μ		współczynnik tarcia łba śruby lub powierzchni czołowej nakrętki o powierzchnię łączonych elementów
μ_1		współczynnik tarcia między współpracującymi powierzchniami gwintu śruby i nakrętki
ρ	mm	promień krzywizny osi symetrii śruby ugiętej
ρ'	°	pozorny kąt tarcia
σ	MPa	naprężenia generowane w rdzeniu śruby
σ_a	MPa	graniczna amplituda naprężenia odczytana z wykresu wytrzymałościowego
σ_{aT}	MPa	amplituda naprężenia działającego na śrubę pracującą przy danej temperaturze
σ_c	MPa	całkowite naprężenie w łączniku
σ_d	MPa	naprężenie w łączniku spowodowane dokręceniem śruby
σ_g	MPa	naprężenia zginające spowodowane mimośrodowością obciążenia
σ_m	MPa	naprężenie średnie
σ_{na}	MPa	amplituda naprężenia
σ_r	MPa	dotatkowe naprężenie spowodowane obciążeniem zewnętrznym (eksploatacyjnym)
σ_T	MPa	naprężenie w śrubie generowane pod wpływem siły obciążenia wstępnego i oddziaływania temperatury
σ_w	MPa	naprężenie wstępne generowane w materiale śruby podczas dokręcania
σ_z	MPa	naprężenia zastępcze generowane w materiale śruby podczas dokręcania
τ	MPa	naprężenia ścinające
τ_S	MPa	naprężenia skręcające

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
φ	°	kąt obrotu śruby podczas jednego z cykli dokręcania
φ_d	°	kąt dokręcenia śruby
χ		współczynnik obciążenia roboczego śruby
ψ_σ		współczynnik wrażliwości materiału na asymetrię cyklu zmęczeniowego

Wstęp

Pomimo tego, że gwint jest znany od wieków a elementów złącznych używa się niemal we wszystkich konstrukcjach, ciągle prowadzone są badania analityczne, doskonalony jest proces technologiczny a także pracuje się nad zwiększeniem trwałości eksploatacyjnej śrub. Problemy analityczne dotyczą przede wszystkim zmian charakteru obciążenia śruby w wyniku łącznego wpływu napięcia wstępnego i efektu rozszerzalności cieplnej różnych materiałów. Złącze, w skład którego wchodzi kilka elementów wykonanych z materiałów o różnych właściwościach fizycznych i chemicznych jest skrajnym przykładem tego typu problemów. Technologia wytwarzania śrub ma na celu kształtowanie struktury i właściwości materiału w taki sposób, aby:

- rdzeń śruby miał odpowiednią wytrzymałość do przenoszenia naprężeń wynikających z zacisku złącza,
- warstwa wierzchnia charakteryzowała się korzystnym rozkładem naprężeń własnych,
- opcjonalnie nanoszona powłoka chroniła materiał śruby przed oddziaływaniem środowiska pracy oraz zabezpieczała przed bezpośrednim kontaktem z metalami o mniejszym potencjale elektrochemicznym.

Oprócz badań modelowych i eksperymentalnych, w ostatnich latach zwiększa się udział publikacji naukowych, w których opisywane są próby wykonania symulacji numerycznych z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Cel tych symulacji jest taki, żeby zmniejszyć stopień uproszczenia konstrukcji gwintu, czyli dokładniej odwzorować jego profil geometryczny. Sama symulacja dotyczy wtedy analizy procesu skręcania złącza lub zmiany obciążenia śruby w efekcie zmieniających się warunków eksploatacyjnych.

Autorzy zauważyli, że w ostatnim czasie nie wydano pozycji książkowej traktującej w sposób kompleksowy problematyki dotyczącej śrub. Pragnąc przyczynić się do wypełnienia tej luki, postawili sobie poniżej sformułowane cele naukowe, które zostały uzupełnione o zagadnienia praktyczne.

Celem pracy było przedstawienie metod analizy wad śrub, mających swe źródło w procesie wytwarzania elementów złącznych, oraz syntezy rozważań, analitycznych i wynikających z symulowanych obciążeń, odpowiadających warunkom ich eksploatacji. Montaż złączy zawierających błędy geometryczne również analizowano jako wadę. Naukowy cel projektu wynika

z obserwowanego istotnego udziału uszkodzeń elementów złącznych w ogólnej liczbie przypadków uszkodzeń, dla których konieczne jest wyłączenie z eksploatacji oraz dokonanie naprawy maszyny, urządzenia lub pojazdu, w których uszkodzony element był zamontowany. Możliwości poszukiwania przyczyn uszkodzeń elementów autorzy omawiają na każdym etapie technicznym elementu złączonego. Celem użytecznym pracy było kompleksowe opracowanie zagadnień konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych, dotyczących elementów złącznych, w stopniu umożliwiającym inżynierowi zrozumienie relacji pomiędzy dobieranymi parametrami geometrycznymi i mechanicznymi a strukturą i stanem warstwy wierzchniej oraz warunkami pracy, które nierzadko odbiegają od założonych.

Zakres pracy obejmował przegląd literatury związanej z tematem a badania własne opisane w pracy zostały przeprowadzone w następującym zakresie:

- opracowania propozycji toku obliczeń geometrii złącza oraz śrub, uwzględniającego różne warunki obciążenia,
- weryfikacji celowości zadawania zacisku wstępnego śrub, generującego odkształcenie elementów złącza w zakresie sprężystym,
- analizy możliwości zwiększenia wytrzymałości śrub pracujących w warunkach obciążenia zmęczeniowego,
- opisu technologii produkcji śrub i wpływu doboru tego procesu na otrzymywaną końcową strukturę materiału i jego właściwości, ze szczególnym uwzględnieniem tekstury warstwy wierzchniej,
- charakterystyki metod badawczych, właściwych do skutecznej oceny jakościowej i ilościowej parametrów, których kontrolowanie jest istotne ze względów technologicznych bądź użytecznych,
- opisu przypadków wad materiałowych oraz propozycję zastosowania sekwencji badań, umożliwiających identyfikację tych wad, a także propozycje modyfikacji procesu celem uniknięcia powstawania wad w przyszłej produkcji,
- analizy celu i wpływu stosowania smarów i past przy montażu elementów złącznych,
- badań wytrzymałości połączeń gwintowych w warunkach obciążenia generowanego przez różne czynniki eksploatacyjne,
- badań procesu wielostopniowego wkręcania śrub w warunkach laboratoryjnych,
- opracowania metody analitycznego obliczania naprężeń w materiale śruby, generowanych w warunkach obciążenia zginającego.

Decydując się na nietypowy układ pracy, autorzy kierowali się tym, że różne grupy specjalistów zajmują się różnymi, wąskimi aspektami problematyki związanej z elementami złącznymi. Bez szkody dla kompleksowego rozwiązania problemów zawartych w tytule, zostały więc wyodrębnione charakterystyczne obszary, które są przedmiotem zainteresowania różnych grup inżynierów. Realizacja takiego podejścia do problematyki związanej z elementami złącznymi nie byłaby wystarczająco przystępna i efektywna gdyby nie fakt, że – w przeciwieństwie do większości elementów maszyn, urządzeń i pojazdów – śruby są elementami znormalizowanymi, zwykle dobrane z szerokiej gamy dostępnych wymiarów, klas i zarysu gwintów. Konstruktor złącza nie musi interesować się szczegółami technologii produkcji, lecz wystarczy mu same właściwości. Technolog skupia się na problematyce kształtowania struktury i właściwości, niezbędnych dla konstruktora. Problemy eksploatacyjne natomiast są niemal wyłączną domeną technologa montażu.

1. Metodyka i weryfikacja obliczeń śrub

Projektowanie złącza śrubowego rozpoczyna się od identyfikacji sił, które to złącze powinno przenieść. Charakter pracy złącza polega na tym, że – jako reakcję na obciążenie zewnętrzne – pomiędzy elementami złącza należy wytworzyć odpowiedniej wartości siłę tarcia. Jediną możliwością wygenerowania tej niezbędnej siły jest skręcenie śruby (nakrętki) z użyciem momentu, którego wartość należy obliczyć.

1.1. Wartość momentu dokręcającego

W procesie dokręcania, łącznik gwintowy zostaje napięty siłą zacisku wstępnego Q_w . Siła ta powinna mieć na tyle dużą wartość, aby po przyłożeniu obciążenia roboczego Q_r nie wytworzył się luz pomiędzy łączonymi elementami. W połączeniu gwintowym, zabezpieczenie przed obluźowaniem się złącza zapewnia występowanie sił tarcia jakie generowane są na powierzchni gwintu oraz – na powierzchni styku łączonych elementów. Aby w złączu zostały wygenerowane wystarczające siły tarcia, każdy łącznik gwintowy musi być dokręcony momentem o określonej wartości, a właściwy dobór tego momentu, w procesie konstruowania złącza gwintowego, pozwala na zastosowanie w obliczeniach wytrzymałościowych współczynnika bezpieczeństwa o wartości odpowiednio małej.

Moment całkowity (moment dokręcania) T_c (1.1) jest sumą momentu skręcającego T_S (1.2) i momentu T_t (1.5) uwzględniającego opory tarcia śruby lub nakrętki o powierzchnię elementów łączonych. Wartości tych momentów oraz parametrów umożliwiających ich obliczenie, opisane są wzorami (1.1)÷(1.5).

$$T_c = T_S + T_t \quad (1.1)$$

$$T_S = 0,5 \cdot Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho') \quad (1.2)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_s} \quad (1.3)$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu_1}{\cos \alpha_t} \quad (1.4)$$

$$T_t = 0,5 \cdot Q \cdot d_m \cdot \mu \quad (1.5)$$

We wzorze (1.3) użyto wartości d_s , jednakże począwszy od 1986 roku ugruntowała się zasada, potwierdzona w niektórych publikacjach, np. [1, 15], że w miejsce średniej średnicy współpracy śruby i nakrętki d_s do obliczeń można używać średnicy podziałowej gwintu d_2 . Wartości tych średnic są zbliżone i zamienne ich użycie praktycznie nie wpływa na dokładność obliczeń. Średnicę d_s można obliczyć ze wzoru (1.6), natomiast wartości d_2 i D_o zawarte są w normach [143–145].

$$d_s = \frac{d + D_o}{2} \quad (1.6)$$

W połączeniu spoczynkowym, moment T_S jest momentem oporu ruchu przy zmianie wzajemnego położenia poruszających się elementów (śruby i nakrętki). Moment ten ma stałą wartość tylko wtedy, gdy dowolnej zmianie położenia (względemu obrotowi) elementów połączenia nie towarzyszy zmiana wartości siły osiowej. W przypadku, gdy zmiana położenia nakrętki względem śruby wywołuje zwiększenie (efekt napinania związany z tym, że we wzorze (1.2) występuje znak „+”) lub zmniejszenie wartości sił osiowych (efekt odciążania – we wzorze występuje znak „-”), moment oporu T_S zmienia się proporcjonalnie do aktualnej wartości siły Q .

Analiza wzoru (1.1) prowadzi do stwierdzenia, że moment całkowity T_c może być przedstawiony jako zależność funkcyjna $T_c = f(Q)$. Jednak, w rzeczywistości mamy do czynienia z pewnym zakresem zmiany wartości momentu tarcia, występującego pomiędzy współpracującymi powierzchniami gwintowymi oraz wartości momentu tarcia pomiędzy powierzchnią czołową łba śruby (nakrętki) a powierzchnią oporową. Wartości współczynników tarcia μ i μ_1 zależą od twardości materiału łączników gwintowych, czystości ich powierzchni, obecności powłoki smarnej, rodzaju pokrycia ochronnego na powierzchni śruby oraz od podatności połączenia λ . Wraz ze zwiększaniem liczby cykli dokręcania i odkręcania wzrasta moment potrzebny do dokręcania łącznika gwintowego oraz ulega zmianie współczynnik tarcia. Dla powierzchni gwintowej pokrytej warstwą smaru obserwuje się liniowe zmniejszanie współczynnika tarcia μ_1 .

Podczas badań procesu dokręcania obserwuje się rozbieżność pomiędzy współczynnikami tarcia μ i μ_1 . Większym rozrzutem wartości charakteryzuje się μ_1 , szczególnie w śrubach wykonanych w klasie B i C. Świadczy to o mniejszej jakości wykonania powierzchni gwintowej w porównaniu z ja-

kością wykonania samego łba śruby. Zastosowanie smarowania prowadzi do stabilizacji i zmniejszenia wartości współczynnika tarcia o (25% ÷ 60%). Podsumowując można stwierdzić, że zależność $T_c = f(Q)$ nie jest zależnością liniową. Z tego powodu, nie jest możliwe uzyskanie dokładności momentu dokręcania większej niż $\pm 20\%$. Jeżeli dodatkowo uwzględni się rozrzut wartości momentu dokręcającego, dostarczanego przez urządzenie technologiczne, to moment T_c , z którym dokręcony zostanie łącznik gwintowy, będzie zawierał się w jeszcze większym przedziale zmienności.

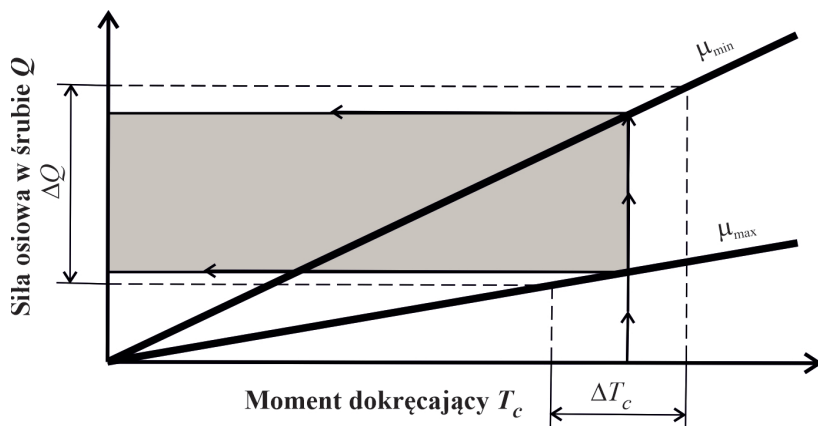
Stanowiskowe badania zmian momentu dokręcającego, opublikowane w pracy [26], umożliwiły obliczenie wartości współczynnika tarcia na powierzchni gwintowej oraz pomiędzy powierzchnią oporową a dolną powierzchnią łba śruby. Zmiennymi podczas badań był rodzaj powłoki ochronnej oraz zastosowany środek smarny. Duży rozrzut wyników (tab. 1.1), uzyskiwanych w trakcie badań eksperymentalnych, skłonił autorów do tego, żeby współczynnik tarcia podawać w postaci wartości nominalnej wraz z odchyłkami.

Tab. 1.1. Wartości współczynników tarcia μ i μ_1 w zależności od zastosowanej powłoki ochronnej na śrubie oraz użytego środka smarnego [26]

Powłoka	Współczynnik	Środek smarny		
		brak	olej	smar*
Oksydowana	μ_1	$0,64^{+0,20}_{-0,14}$	$0,45^{+0,06}_{-0,06}$	$0,18^{+0,03}_{-0,03}$
	μ	$0,34^{+0,09}_{-0,14}$	$0,26^{+0,03}_{-0,07}$	$0,09^{+0,02}_{-0,02}$
Brak	μ_1	$0,40^{+0,12}_{-0,08}$	$0,21^{+0,03}_{-0,02}$	$0,13^{+0,02}_{-0,02}$
	μ	$0,20^{+0,04}_{-0,06}$	$0,12^{+0,02}_{-0,02}$	$0,09^{+0,01}_{-0,02}$
Cynkowa	μ_1	$0,40^{+0,08}_{-0,16}$	$0,19^{+0,01}_{-0,04}$	$0,17^{+0,02}_{-0,03}$
	μ	$0,09^{+0,01}_{-0,02}$	$0,10^{+0,02}_{-0,01}$	$0,08^{+0,01}_{-0,02}$
Kadmowa	μ_1	$0,29^{+0,03}_{-0,05}$	$0,21^{+0,04}_{-0,06}$	$0,14^{+0,01}_{-0,03}$
	μ	$0,17^{+0,07}_{-0,05}$	$0,11^{+0,04}_{-0,06}$	$0,06^{+0,01}_{-0,02}$
Fosforanowa	μ_1	$0,20^{+0,03}_{-0,05}$	$0,18^{+0,02}_{-0,03}$	$0,16^{+0,01}_{-0,02}$
	μ	$0,10^{+0,02}_{-0,01}$	$0,11^{+0,02}_{-0,01}$	$0,09^{+0,01}_{-0,02}$

smar* – smar stały z dodatkiem 20% masowych disiarczku molibdenu MoS₂

Wielkość ΔT_c (rys. 1.1) stanowi przedział tolerancji momentu dokręcającego, który jest możliwy do uzyskania przy użyciu urządzenia technologicznego (wkrętarki). Konieczność przewidywania tolerancji tego momentu wynika z możliwej zmiany, w granicach od wartości minimalnej do maksymalnej, współczynnika tarcia. Efektem występowania opisanych zjawisk jest to, że siła osiowa w śrubie Q , powstająca podczas procesu dokręcania, nie będzie miała jednej, stałej wartości ale może się zmieniać w pewnych granicach, oznaczonych jako ΔQ .



Rys. 1.1. Interpretacja geometryczna zmian wartości siły osiowej Q w dokręcanym łączniku gwintowym w zależności od momentu dokręcającego T_c

Wahania wartości momentu całkowitego (dokręcającego) ΔT_c powodują jednocześnie rozrzut wartości siły osiowej Q w śrubie. Zakres zmiany wartości tego momentu zależy od klasy wytrzymałości śruby. Dla klas występujących w zakresie od 3.6 do 8.8, rozrzut wartości Q zawiera się w przedziale od -26% do $+10\%$, a dla klas z zakresu od 6.8 do 14.9 – przedział ten określony jest granicami -17% i $+30\%$. Przykładowo, z tabeli 1.2 można odczytać, że przy dokręcaniu śruby o rozmiarze M16 i klasie wytrzymałości 10.9 moment na kluczu, przyjmując współczynnik tarcia $\mu = 0,10$ i $\mu_1 = 0,14$, wynosi $T_c = 86 + 79 = 165$ N mm. Przy zmianie wartości współczynników tarcia, na $\mu = 0,14$ i $\mu_1 = 0,20$, dla tej samej śruby, moment ten będzie miał wartość $T_c = 110 + 110 = 220$ N mm. Graniczne wartości siły Q , obciążającej śrubę podczas dokręcania, określone są więc wzorami (1.7) i (1.8).

Tab. 1.2. Wartości momentu tarcia w śrubie [26]

		Współczynnik tarcia											
		μ , –					μ_1 , –						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20
Wymiar gwintu	Klasa	Moment tarcia T_t , N mm											
		pod łbem śruby					na powierzchni gwintowej						
M8	8.8	8	9	11	12	14	17	5	6	7	8	8	10
	10.9	9	11	13	15	17	20	6	7	8	9	10	12
	12.9	11	13	16	18	20	24	7	8	10	11	12	14
M10	8.8	15	18	21	24	27	32	9	11	13	15	17	20
	10.9	18	22	26	29	33	39	11	13	16	18	20	24
	12.9	21	26	31	35	39	46	13	16	19	22	24	29
M12	8.8	24	30	35	40	45	53	16	20	23	26	29	35
	10.9	29	36	42	48	54	64	19	24	28	32	35	42
	12.9	35	43	51	58	65	77	23	28	33	38	42	50
M14	8.8	38	47	56	64	71	84	25	31	37	42	47	56
	10.9	46	57	67	77	85	100	31	38	44	51	57	67
	12.9	56	68	81	92	100	120	37	45	53	61	68	80
M16	8.8	58	71	83	95	110	130	40	49	58	66	73	87
	10.9	70	86	100	110	130	150	48	59	70	79	89	110
	12.9	83	100	120	140	150	180	58	71	84	95	110	130
M20	8.8	110	140	160	190	210	250	79	96	110	130	140	170
	10.9	140	170	200	230	250	300	94	120	140	160	170	200
	12.9	160	200	240	270	300	360	110	140	160	190	210	250

$$Q_{min} = \frac{T_{cmin}}{0,5 \cdot d_s \cdot \mu_{1max} + 0,5 \cdot d_m \cdot \mu_{max}} \quad (1.7)$$

$$Q_{max} = \frac{T_{cmax}}{0,5 \cdot d_s \cdot \mu_{1min} + 0,5 \cdot d_m \cdot \mu_{min}} \quad (1.8)$$

Jeżeli suma maksymalnej i minimalnej odchyłki (tolerancji) urządzenia montażowego nie jest większa od różnicy ($T_{cmax} - T_{cmin}$), to określając na podstawie przedziału zmienności nominalną wartość momentu T_c można twierdzić z prawdopodobieństwem nie mniejszym niż p_1 , że faktyczna wartość siły Q , powstałej podczas dokręcania, może zostać określona na podstawie nierówności (1.9).

$$\begin{cases} Q \leq \frac{T_{cmax}}{0,5 \cdot d_s \cdot \mu_{1min} + 0,5 \cdot d_m \cdot \mu_{min}} \\ Q \geq \frac{T_{cmin}}{0,5 \cdot d_s \cdot \mu_{1max} + 0,5 \cdot d_m \cdot \mu_{max}} \end{cases} \quad (1.9)$$

Poziom prawdopodobieństwa p_1 odpowiada prawdopodobieństwu takiego zdarzenia, że wielkości μ i μ_1 zawierają się odpowiednio w przedziale ($\mu_{min} \div \mu_{max}$) i ($\mu_{1min} \div \mu_{1max}$).

Jeżeli różnica ($T_{cmax} - T_{cmin}$) jest mniejsza od sumy maksymalnej i minimalnej odchyłki (tolerancji) urządzenia montażowego, za pomocą którego dokręcana jest śruba, to można zmniejszyć przedziały μ i μ_1 . W tym celu należy posortować śruby, korzystając z tabeli 1.1 i 1.2, na grupy w taki sposób, aby ta różnica była nie mniejsza niż dopuszczalna, charakterystyczna dla urządzenia.

Moment dokręcający T_c można zapisać jako funkcję kąta dokręcenia łącznika gwintowego φ_d i jego sztywności kątowej K według wzoru (1.10).

$$T_c = K(\lambda_1, \mu, \mu_1) \cdot \varphi_d \quad (1.10)$$

Podstawową przyczyną niedokładności i niestabilnej wartości momentu obrotowego, zadanego podczas dokręcania, są zmiany sztywności kątowej łącznika gwintowego wynikające ze zmian współczynnika tarcia, na gwincie i powierzchni oporowej śruby oraz niedokładności wykonania części przeznaczonych do montażu. W efekcie, przyczyny te powodują, że dokładność utrzymania zadanej siły Q , przy realizacji kontroli pośredniej momentu T_c , wynosi nie więcej niż $\pm 20\%$. Sztywność kątowa K jest więc funkcją podatności łącznika gwintowego λ_1 i współczynnika tarcia, występującego na linii

śrubowej μ_1 i pod łbem śruby μ . W łącznikach gwintowych określonego typu, posiadających jednakowe wymiary geometryczne, podatność śruby λ_1 zmienia się nieznacznie. Zmiany tej podatności wynikają z występowania różnych wartości współczynnika tarcia na gwincie μ_1 i na powierzchni oporowej μ . Wychodząc z zależności (1.10) pomiędzy momentem dokręcającym T_c i kątem dokręcania φ_d można zapisać wzór (1.11). Sztywność kątowna K zawiera się przy tym w przedziale opisanym wzorem (1.12).

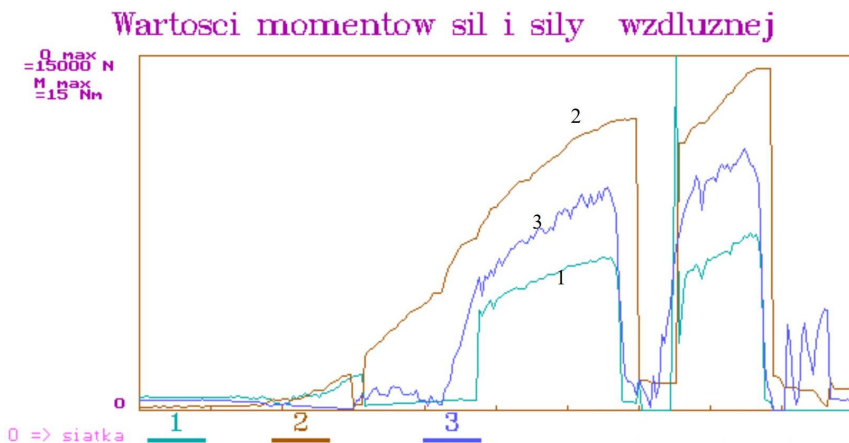
$$Q = \frac{K}{\pi \cdot d_s} \cdot \sum_{i=1}^{n_i} \varphi_i \quad (1.11)$$

$$K_{min} \leq K \leq K_{max} \quad (1.12)$$

Zakres wartości (rozrzut ΔQ) siły zakręcania, spowodowany zmianą podatności K , określony jest wzorem (1.13).

$$\Delta Q = \frac{K_{max} - K_{min}}{\pi \cdot d_s \cdot K_{max} \cdot K_{min}} \cdot \sum_{i=1}^{n_i} \varphi_i \quad (1.13)$$

Przykładowe zależności funkcyjne momentu na gwincie T_S i momentu tarcia T_t w zależności od siły osiowej Q przedstawiono na rysunku 1.2.



Rys. 1.2. Charakterystyka siłowa przy dwustopniowym procesie wkręcania śruby M8 głowicą impulsową [60, 62]. Na osi poziomej umieszczono kąt obrotu śruby: 1 – moment tarcia pod łbem śruby, 2 – moment na gwincie, 3 – siła osiowa w śrubie

Tab. 1.3. Średnie wartości momentu dokręcającego T_c uzyskane podczas badania wpływu smarowania oraz liczby dokręceń dla siły osiowej w śrubie o wartości $Q = 8682$ N [62, 66]

Powłoka	Środek smarny				
	bez smaru		warstwa smaru*		warstwa oleju
	Dokręcenie				
	pierwsze	kolejne	pierwsze	kolejne	kolejne
Moment dokręcający T_c , N m					
Fosforanowa	15,2	16,3	8,1	8,7	11,8
Niklowa	14,9	19,5	12,2	13,4	14,0
Miedziowo-niklowa	14,6	20,1	11,9	12,8	13,7
Cynkowo-chromianowa	14,0	19,5	11,6	11,6	13,5
Cynkowa	12,8	18,3	10,4	11,6	12,0
Tlenkowa	12,3	15,8	9,8	10,4	10,6
Stalowa (bez powłoki)	11,5	14,2	9,2	10,0	10,2

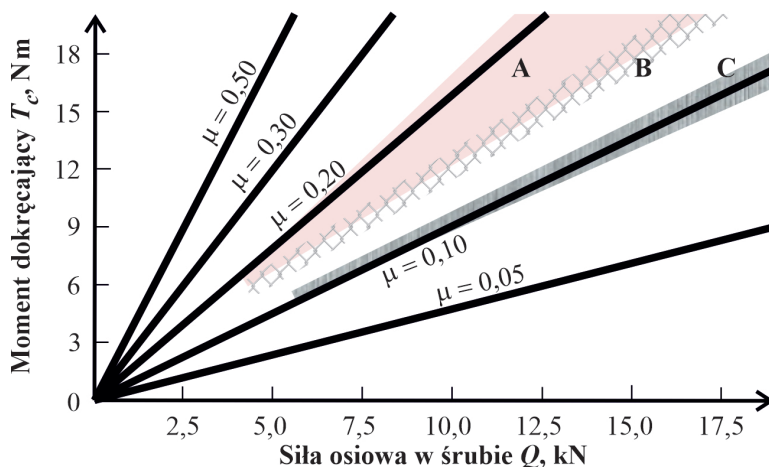
smar* – smar stały z dodatkiem 20% masowych disiarczku molibdenu MoS₂

W ramach tego samego eksperymentu, przeprowadzono badania z użyciem śrub M6×30 B6.8, wkręcanych głowicą wkręcającą, opisaną w pracach [63, 67], w trzpień stalowy przyrządu pomiarowego. Konstrukcję tego stanowiska badawczego zastrzeżono w Urzędzie Patentowym RP [64]. Wyniki badań tego przypadku wkręcania opisano w publikacjach [62, 66, 92]. Na ich podstawie można sformułować następujące, uogólnione wnioski:

- nastąpiło zwiększenie wartości momentu dokręcającego śrub z powłokami ochronnymi, w relacji do tego momentu, zmierzonego dla śruby stalowej bez żadnej powłoki, w następującym stopniu: dla powłoki tlenkowej o 8%, cynkowej – o 21%, niklowej oraz miedziowo-niklowej a także fosforanowej – o 22% i cynkowo-chromianowej – o 25%,
- określono wartości momentu dokręcającego T_c , niezbędnego do obciążenia śruby siłą osiową o założonej wartości $Q = 8682$ N, zgodnej z normą [121], z uwzględnieniem wpływu smarowania i powłoki ochronnej. Badania prowadzono podczas jednego dokręcenia oraz

liczby n_i kolejnych dokręceń. Określenie „ n_i kolejnych dokręceń” oznacza sytuację, kiedy śruba jest dokręcana do czasu uzyskania żądanej siły osiowej a następnie połączenie jest luzowane. Czynność ta powtarzana jest do chwili, gdy zarejestrowana zostanie maksymalna wartość momentu dokręcającego. Wyniki tych badań przedstawiono w postaci tabeli 1.3.

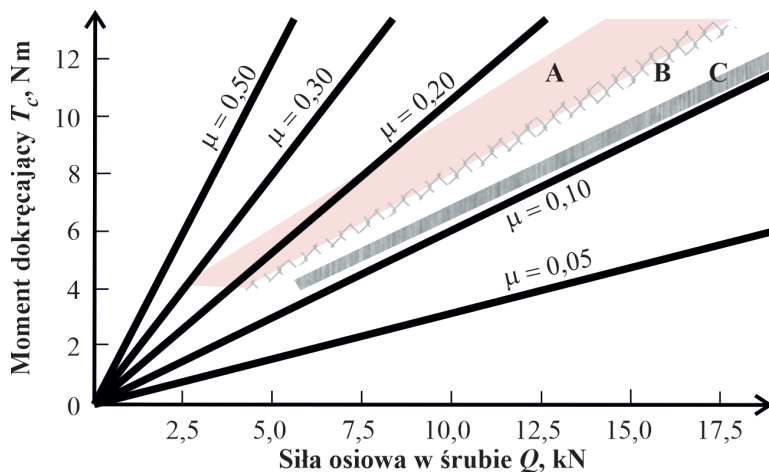
Wyniki badań zamieszczone w tabeli 1.3 umożliwiają określenie wartości momentu dokręcającego T_c w funkcji siły osiowej Q i zależnie od rodzaju smarowania. Na ich podstawie sporządzono wykresy (rys. 1.3 i 1.4), umożliwiające określenie granicznych wartości współczynnika tarcia μ dla danego typu powłoki i rodzaju smarowania.



Rys. 1.3. Zależność momentu dokręcającego T_c od siły osiowej w śrubie Q , przy wkręcaniu śruby stalowej z powłoką ochronną fosforanową w nakrętkę bez powłoki ochronnej, dla kilku dokręceń [92]; rodzaj smarowania:

A – bez czynnika smarującego; B – olej; C – smar

Zastosowanie powłoki smarującej, w postaci smaru lub oleju (tab. 1.3, rys. 1.3 i 1.4), powoduje zmniejszenie wartości momentu dokręcającego niezbędnego do uzyskania wymaganej siły osiowej w śrubie. Warstwa oleju krócej utrzymuje się na smarowanej powierzchni i trudniej ją zwilża. Zmniejsza też rozrzut momentu dokręcającego, ale jego górne wartości są często w granicach dolnych wartości momentu uzyskiwanego przy zakręcaniu śrub bez nałożonej warstwy smarnej.

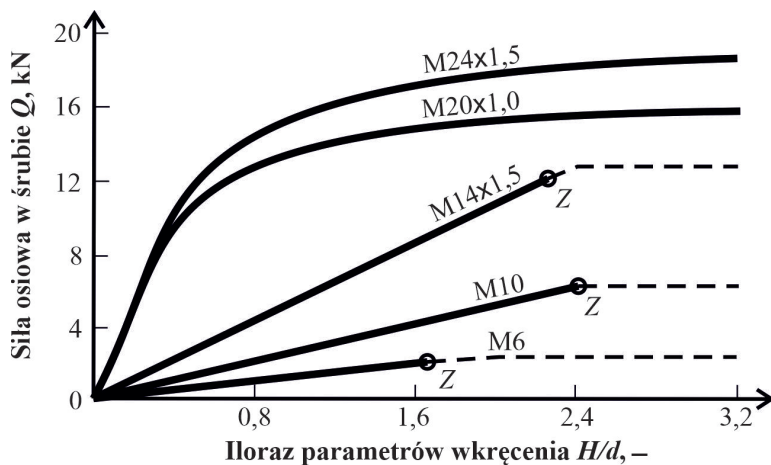


Rys. 1.4. Zależność momentu dokręcającego T_c od siły osiowej w śrubie Q , przy wkręcaniu śruby stalowej bez powłoki ochronnej w nakrętkę bez powłoki ochronnej, dla kilku dokręceń [92]; rodzaj smarowania: A – bez czynnika smarującego; B – olej; C – smar

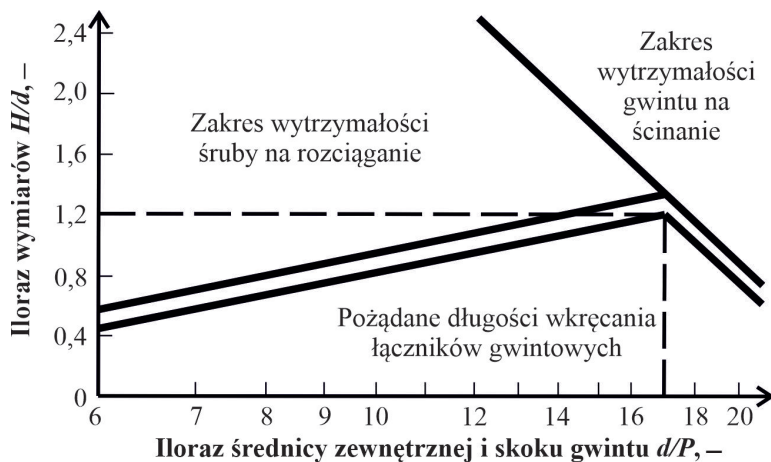
1.2. Statyczna wytrzymałość połączenia gwintowego

Przy odpowiednio dużym obciążeniu statycznym w połączeniu gwintowym może nastąpić ścięcie gwintu. Podstawowym parametrem konstrukcyjnym, określającym wytrzymałość gwintu, w tym przypadku obciążenia, jest iloraz parametrów geometrycznych gwintu $\frac{d}{P}$ i wkręcenia $\frac{H}{d}$. Zależność wartości siły osiowej Q , generowanej w materiale śruby, od względnej długości wkręcenia $\frac{H}{d}$ przedstawiono na rysunku 1.5.

Długość wkręcenia, zapewniająca zachowanie równej wytrzymałości gwintu na ścinanie i nagwintowanego trzpienia śruby – na rozciąganie, zależy od mechanicznej charakterystyki materiału nakrętki (korpusu) i śruby oraz typu połączenia. Niebezpieczeństwo ścięcia gwintu w nakrętce (otwórze gwintowanym) jest większe w przypadku połączenia śrubą stalową elementów wykonanych ze stopów lekkich i tworzyw polimerowych. Zależności efektywnych długości wkręcenia zostały przedstawione na rysunku 1.6. Doświadczalnie stwierdzono, że równą wytrzymałość gwintu i trzpienia można uzyskać zachowując iloraz $\frac{d}{P} = 17$, przy którym $\frac{H}{d} = 1,2$ [69].



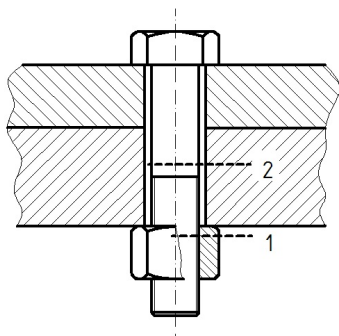
Rys. 1.5. Obciążalność połączenia gwintowego w zależności od długości wkręcenia (śruba dwustronna stalowa, korpus wykonany ze stopu magnezu) [1]: Z – zerwanie w korpusie części gwintowanej śruby



Rys. 1.6. Diagram do wyznaczania efektywnej długości wkręcenia łącznika gwintowego wykonanego ze stali [69]

Minimalną długość wkręcenia śruby $\left(\frac{H}{d}\right)_{\min}$ przy której osiąga się największe naprężenia ścinające gwint zobrazowano na rysunku 1.6. Diagram ten umożliwi wybranie optymalnego rozmiaru połączenia gwintowego ze względu na zachowanie kryterium wytrzymałościowego.

W opisie konstrukcji połączeń, w których następuje mocowanie elementu za pomocą śruby z nakrętką, wykorzystuje się pojęcie krytycznej wysokości nakrętki H_{kr} [69]. Oznacza ono wysokość, przy której osiąga się jednakową wytrzymałość – zarówno gwintu jak i gładkiej części trzpienia – na rozciąganie. Jeżeli wysokość nakrętki H jest mniejsza od krytycznej H_{kr} , to rozrywanie śruby zachodzi na nagwintowanej części trzpienia. Płaszczyzna pęknięcia znajduje się wtedy na współpracujących zwojach gwintu (1 na rys. 1.7), w odległości $(3 \div 5) \cdot P$ od powierzchni oporowej nakrętki. Jeżeli wysokość nakrętki jest większa od krytycznej to pęknięcie następuje na gładkiej części trzpienia (2 na rys. 1.7), w odległości $(4 \div 6) \cdot P$ od krawędzi oddzielającej powierzchnię nagwintowaną i gładką.



Rys. 1.7. Płaszczyzny pęknięcia śruby w zależności od wartości krytycznej wysokości nakrętki [69]

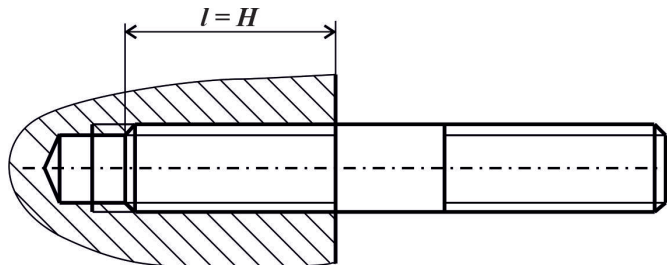
Wysokość krytyczna nakrętki H_{kr} , w przypadku śrub i korpusów stalowych, zależy od ilorazu $\frac{d}{d_c}$ oraz $\frac{P}{d}$. Według danych doświadczalnych, które opublikowali Grudziński i Kawiak [32], krytyczna wysokość nakrętki zawiera się w przedziale $(0,80 \div 1,25) \cdot d$, przy czym mniejsze wartości tego iloczynu odnoszą się do większych wartości ilorazu $\frac{d}{d_c}$ i $\frac{P}{d}$.

Pomijając warunek równej wytrzymałości na rozrywanie, w celu zmniejszenia wartości naprężeń zginających zwiększa się wysokość nakrętki do wartości będącej wynikiem iloczynu $(1,5 \div 1,6) \cdot d$. W tym przypadku, plastyczna deformacja na powierzchni bocznej gwintu, stanowiąca znaczny udział w szczytkowych deformacjach śrub w wyniku wzdłużnego obciążenia, jest podstawową przyczyną osłabienia połączenia gwintowego. W śrubach dwustronnych, długość wkręcenia H dobierana jest w zależności od wytrzymałości doraźnej R_m materiału korpusu oraz ilorazu długości i średnicy gwintu $\frac{l}{d}$ zgodnie z danymi, które zamieszczono w tabeli 1.4. Warunek

ten jest prawdziwy wtedy, gdy długość części nagwintowanej śruby l jest równa głębokości gwintu w otworze (rys. 1.8).

Tab. 1.4. Długość gwintu naciętego na trzpieniu l odniesiona do średnicy gwintu d , w śrubie dwustronnej wkręconej w korpus, w zależności od materiału korpusu [26]

Materiał					
śruby	korpusu				
Stal	Stal	Dural	Żeliwo	Silumin	Brąz
Wytrzymałość doraźna R_m materiału w zakresie, MPa					
	300÷400	360÷400	180÷250	160÷200	200÷250
Iloraz parametrów geometrycznych gwintu $\frac{l}{d}$, –					
400÷500	0,8÷0,9	0,8÷0,9	1,4÷1,5	1,4÷2,0	1,2÷1,3
900÷1000	1,6÷2,0	1,6÷2,0	2,0÷2,5	2,0÷2,5	2,0÷2,5



Rys. 1.8. Schemat połączenia ze śrubą dwustronną, spełniającego warunek równej wytrzymałości gwintu na śrubie i w otworze

Według literatury [15], warunek jednakowej wytrzymałości trzpienia śruby i gwintu na rozrywanie przyjmuje postać równania (1.14).

$$\frac{d_c}{d_3} = \sqrt{\frac{1}{k_e}} \quad (1.14)$$

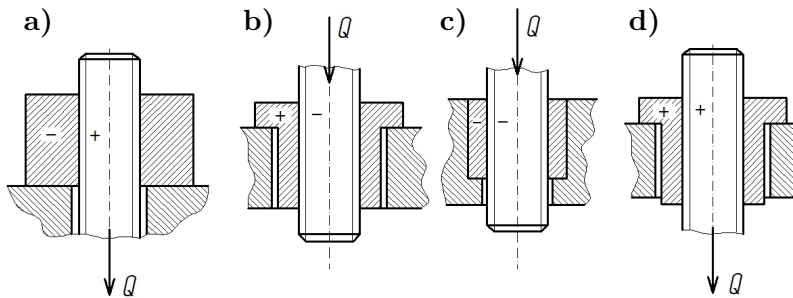
Zakłada się przy tym, że efektywny współczynnik koncentracji naprężeń we wrębach gwintu, dla średnich wartości średnicy rdzenia obliczanych według wzoru (1.15), zawiera się w zakresie $k_e = (1,5 \div 2,0)$. Po podstawieniu tych wartości do równania (1.14), można oszacować granice przedziału dla warunku równomiernej wytrzymałości gwintu i trzpienia na zrywanie jak w równaniu (1.16).

$$d_3 = 0,9 \cdot d \quad (1.15)$$

$$\frac{d_c}{d_3} \in \langle 0,65; 0,70 \rangle \quad (1.16)$$

Śruby ze zmniejszonym wymiarem trzpienia w relacji do średnicy rdzenia gwintu d_3 są mniej wrażliwe na zginanie. Z tego powodu dopuszcza się wykonywanie gwintu takich śrub technologią walcowania.

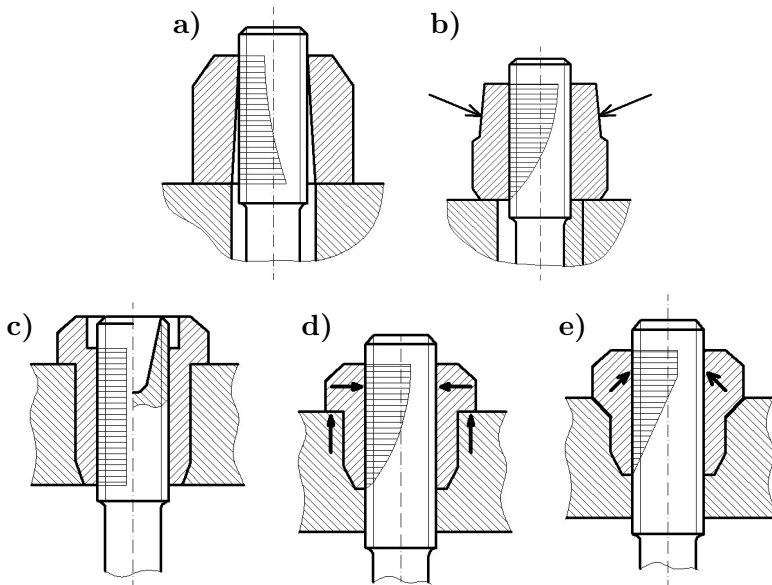
Pod wpływem obciążenia zewnętrznego zarówno w śrubie jak i w nakrętce mogą powstawać naprężenia rozciągające lub ściskające. W powszechnie spotykanych złączach, najczęściej śruba jest rozciągana a nakrętka ściskana (rys. 1.9a). Sposób podparcia nakrętki w korpusie urządzenia oraz zwrot obciążenia Q , przenoszonego przez śrubę, są czynnikami wpływającymi na znak naprężenia. Naprężenia i odkształcenia generowane w śrubie i nakrętce mogą być jednoimienne (rozciąganie bądź ściskanie w obydwu elementach), jak te przedstawione na rysunkach 1.9c i 1.9d, lub różnoimienne (rys. 1.9a i 1.9b).



Rys. 1.9. Znak naprężeń w układzie śruba-nakrętka w zależności od posadowienia nakrętki: dodatnie – naprężenia rozciągające; ujemne – naprężenia ściskające

Rozkład nacisków na gwincie, zarówno w kierunku osiowym jak i promieniowym, jest nierównomierny (rys. 1.10). Skutkiem tego, w pierwszych zwojach gwintu śruby, w pobliżu powierzchni oporowej nakrętki, powstają naprężenia przekraczające wartość naprężeń dopuszczalnych na ścinanie k_t . Taki rodzaj połączenia gwintowego charakteryzuje się tym, że występują różnoimienne odkształcenia (naprężenia) w śrubie i w nakrętce. Rozkład

nacisków na powierzchni gwintu w połączeniu różnoimiennym jest mniej korzystny niż w połączeniu jednoimiennym.



Rys. 1.10. Przykłady konstrukcji zmniejszających nierównomierny rozkład naprężeń w śrubie i nakrętce (opis w tekście). Strzałki oznaczają kierunek działania sił pomiędzy elementami złącza

Nierównomierność rozkładu nacisków na gwincie złączy silnie obciążonych może być poważną wadą i prowadzić do uszkodzenia gwintu. Jej przyczynom można jednak przeciwdziałać poprzez wykorzystanie następujących efektów konstrukcyjnych i/ lub uwzględnienie eksploatacyjnych metod zmniejszenia nierównomierności nacisków, takich jak [16]:

- zwiększenie podatności śruby, poprzez wykonanie jej z materiału o mniejszej wytrzymałości niż materiał nakrętki (dla stalowych śrub i nakrętek zaleca się stosować takie materiały, aby względna relacja twardości nakrętki i śruby wynosiła $0,7 \div 0,8$, a także z materiałów o niskim module sprężystości,
- wprowadzenie plastycznych wkładek między nitkami gwintu nakrętki i śruby (z brązu, aluminium, cynku lub w postaci powłoki silikonowej),
- wykonanie gwintu nakrętki lub śruby z niewielką zbieżnością, z zakresu ($1:100 \div 1:200$). Zarówno trzpień śruby jak i otwór nakrętki należy wykonać w kształcie stożkowym (rys. 1.10a),

- zróżnicowanie średnic zewnętrznych nakrętki (rys. 1.10b) powodujące, że nagwintowana powierzchnia pracuje tak jak śruba na rozciąganie,
- wykonanie stożkowego wybrania na końcu śruby (rys. 1.10c), przez co obciążenia rozciągające powodują równomierne obciążenie gwintu,
- odciążenie od zginania, najbardziej obciążonych naprężeniami rozciągającymi, dolnych nitok gwintu i obciążenie górnych, nie przenoszących obciążenia, uzyskuje się w częściowo obciążonej nakrętce, w której siły reakcji na powierzchniach oporowych ściskają wyższe nitki gwintu (strzałka pozioma) i odciążają niższe. Efekt ściskania jest większy przy nakrętkach ze stożkową oporową powierzchnią (rys. 1.10d). W konstrukcji przedstawionej na rys. 1.10e obciążenie skrajnych nitok jest wynikiem zgniotu wywołanego dokręceniem górnego kołnierza nakrętki (zaznaczone strzałkami).

1.3. Obliczenia śrub dokręconych z zaciskiem wstępnym

Analiza obciążenia złącza śrubowego napiętego wstępnie dokonywana jest na przykładzie modelu uproszczonego. Röttscher [77] opublikował po raz pierwszy szczegóły tej analizy już w 1927 roku. Jego model zawierał tylko jedną śrubę, wyizolowaną z rzeczywistego połączenia śrubowego w taki sposób, jak zostało to przedstawione na rysunku 1.11.

Podczas dokręcania, pod wpływem siły zacisku wstępnego Q_w , śruba wydłuża się o wymiar δ_1 (rys. 1.11b), którego wartość wynosi (1.17).

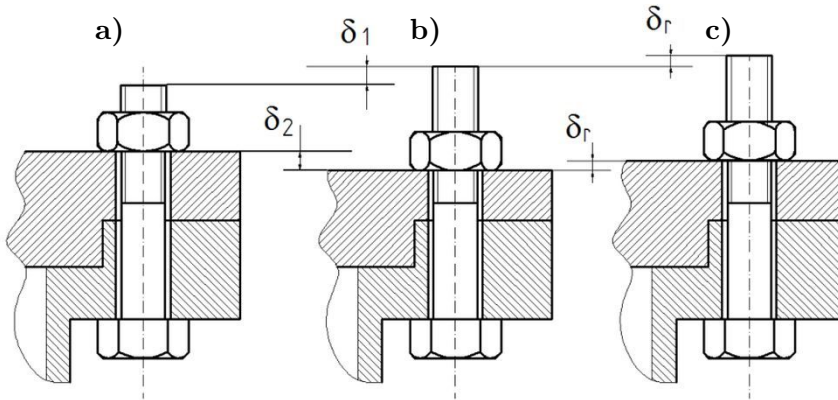
$$\delta_1 = \frac{1}{E_1} \cdot \sum_i (\sigma_{ri} \cdot l_{1i}) \quad (1.17)$$

Naprężenia rozciągające σ_r w materiale śruby są generowane w odpowiedzi na obciążenie siłą Q_w , czyli do równania (1.17) można podstawić zależność (1.18).

$$\sigma_{ri} = \frac{Q_w}{A_{1i}} \quad (1.18)$$

Dodatkowo, można wykorzystać zależność (1.19), która stanowi definicję podatności λ_1 i sztywności c_1 materiału śruby.

$$\lambda_1 = \frac{1}{c_1} = \frac{1}{E_1} \cdot \sum_i \frac{l_{1i}}{A_{1i}} \quad (1.19)$$



Rys. 1.11. Schemat układu śrubowego obciążonego siłą wstępną i roboczą:
 a) stan początkowy przed przyłożeniem momentu dokręcającego,
 b) dokręcenie momentem dokręcającym, c) po dokręceniu śruby w układzie działa siła robocza

Wykorzystując wielkość nazwaną podatnością materiału λ_1 , równanie (1.17) można zapisać w krótszej formie, jak we wzorze (1.20).

$$\delta_1 = Q_w \cdot \lambda_1 \quad (1.20)$$

Analizę efektów działania siły zacisku wstępnego Q_w na złącze można rozpatrywać również w oparciu o zmiany geometrii elementów łączonych. Elementy te mogą być wykonane z różnych materiałów, a przez to mogą charakteryzować się różnymi właściwościami mechanicznymi. Ścisnięcie elementów łączonych powoduje zmianę geometrii złącza o wymiar δ_2 pokazany na rysunku 1.11a. Wartość wymiaru δ_2 można obliczyć z zależności (1.21).

$$\delta_2 = \sum_i \frac{\sigma_{ri} \cdot l_{2i}}{E_{2i}} \quad (1.21)$$

Po przeprowadzeniu podstawień i przekształceń, można podać zależność (1.22), która definiuje zastępcze wartości podatności λ_2 i sztywności c_2 elementów łączonych.

$$\lambda_2 = \frac{1}{c_2} = \sum_i \frac{l_{2i}}{E_{2i} \cdot A_{2i}} \quad (1.22)$$

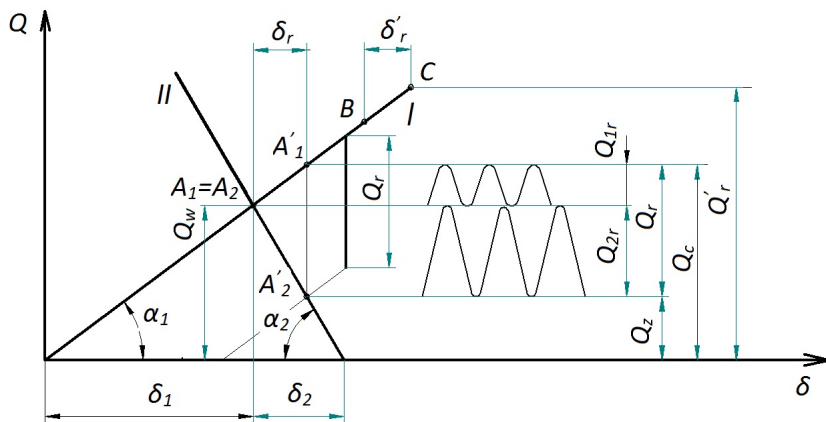
Ostatecznie, zmianę wymiarów złącza spowodowaną działaniem zacisku wstępnego można obliczyć w zależności od podatności λ_2 materiałów łączonych (1.23).

$$\delta_2 = Q_w \cdot \lambda_2 \quad (1.23)$$

Po obciążeniu złącza siłą roboczą o wartości Q_r , śruba wydłuża się dodatkowo o wymiar δ_r (rys. 1.11c). W efekcie, łączna zmiana długości śruby wynosi tyle co suma wymiarów ($\delta_1 + \delta_r$). Zmniejszenie wymiarów elementów łączonych może zostać obliczone jako różnica ($\delta_2 - \delta_r$).

Wykres obciążenia śruby siłą osiową Q w funkcji wydłużenia bezwzględnego lub skrócenia δ przedstawiono na rysunku 1.12. Prosta oznaczona I, nachylona pod kątem α_1 , określa liniową zależność między obciążeniem śruby a zmianą jej długości, którą można zapisać w postaci funkcyjnej (1.24).

$$Q_w = \delta_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1) \quad (1.24)$$



Rys. 1.12. Charakterystyka obciążenia z wygenerowanym zaciskiem wstępnym; indeksy odnoszą się do: 1 – śruby, 2 – elementu złącza

Prosta oznaczona II na rysunku 1.12, nachylona pod kątem α_2 , opisuje podobną relację jak prosta I, lecz dla materiału elementów łączonych, które są ściskane. Równanie tej prostej można zapisać w postaci (1.25), która jest funkcją bezwzględnej zmiany długości δ_2 .

$$Q_w = \delta_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2) \quad (1.25)$$

Po przyłożeniu obciążenia o wartości Q_r , siła rozciągająca śrubę Q_w zwiększa się i osiąga punkt A'_1 na rysunku 1.12, którego rzędną można obliczyć ze wzoru (1.26). Wzór ten można wyrazić za pomocą wielkości c_1 nazywanej sztywnością materiału śruby, która jest tożsama z wartością współczynnika kierunkowego $\operatorname{tg}(\alpha_1)$ prostej I.

$$Q_{1r} = \delta_r \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1) = c_1 \cdot \delta_r \quad (1.26)$$

Wartość siły obciążającej elementy łączone, które są ściskane, zmniejsza się do punktu A'_2 (rys. 1.12) o współrzędnych $(\delta_1 + \delta_r; Q_w - Q_{2r})$. Siła ściskająca elementy łączone, występująca w warunkach obciążenia eksploatacyjnego, może zostać obliczona ze wzoru (1.27). Można ją również wyrazić, używając zastępczej sztywności materiału elementów łączonych c_2 .

$$Q_{2r} = \delta_r \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2) = c_2 \cdot \delta_r \quad (1.27)$$

Z rysunku 1.12 wynika także zależność (1.28).

$$Q_{1r} + Q_{2r} = Q_r \quad (1.28)$$

Zarówno ze wzoru (1.28) jak i z rysunku 1.10 można zauważyć, że wartość siły Q_{1r} stanowi część wartości Q_r , zgodnie z równaniem (1.29).

$$Q_{1r} = \frac{Q_{1r}}{Q_{1r} + Q_{2r}} \cdot Q_r \quad (1.29)$$

Z uwagi na to, że wartości Q_{1r} i Q_{2r} wyrażono wcześniej, odpowiednio jako zależności (1.26) i (1.27), można je podstawić do równania (1.29) i zapisać w postaci wzoru (1.30).

$$Q_{1r} = \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot Q_r \quad (1.30)$$

Iloraz występujący we wzorze (1.30) Szewczyk [93] określa mianem współczynnika obciążenia roboczego śruby i oznacza grecką literą χ (chi). Wartość tego współczynnika zawiera się zwykle w zakresie $\langle 0,2 \div 0,3 \rangle$. Równanie (1.30), zapisane z użyciem współczynnika obciążenia roboczego χ , przyjmuje postać (1.31).

$$Q_{1r} = \chi \cdot Q_r \quad (1.31)$$

Obciążenie robocze elementów złącza stanowi pozostałą część wartości siły Q_r zgodnie z równaniem (1.32).

$$Q_{2r} = (1 - \chi) \cdot Q_r \quad (1.32)$$

Łączne (pełne) obciążenie śruby można obliczyć więc jako sumę i zapisać w postaci zależności (1.33).

$$Q_c = Q_w + \chi \cdot Q_r \quad (1.33)$$

Wraz ze zwiększaniem wartości obciążenia rozciągającego śrubę następuje zmniejszanie się obciążenia ściskającego, które działa na elementy łączone. Obciążenie całkowite elementów łączonych można obliczyć z zależności (1.34).

$$Q_z = Q_w - Q_{2r} = Q_w - Q_r \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} \quad (1.34)$$

Ze wzoru (1.34) można wyprowadzić warunek, którego spełnienie jest konieczne aby pomiędzy powierzchniami łączonych elementów nie wystąpił luz. W tym przypadku, wartość całkowitego obciążenia siłą ściskającą elementy łączone musi być dodatnia ($Q_z > 0$). Wartość siły zacisku wstępnego musi zatem spełniać warunek określony nierównością (1.35).

$$Q_w > Q_r \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} \quad (1.35)$$

W przypadku, gdyby obciążenie robocze osiągnęło wartość graniczną, opisaną wzorem (1.36), docisk na powierzchni styku elementów byłby zerowy. Sytuacja taka opisana jest jako punkt *B* na rysunku 1.12.

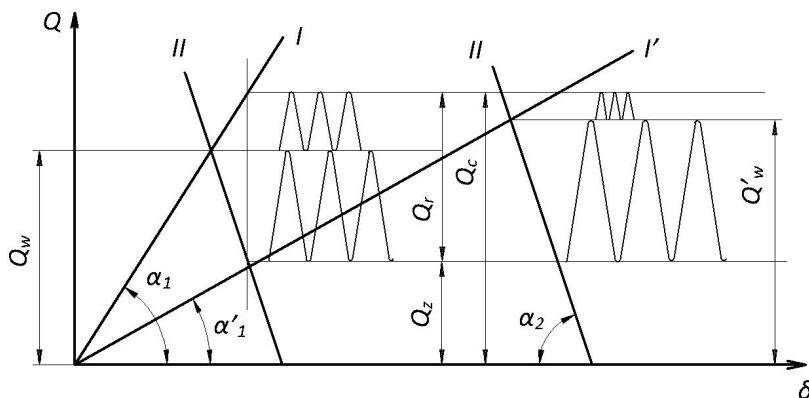
$$Q_r = \frac{c_1 + c_2}{c_1} \cdot Q_w \quad (1.36)$$

Dalsze zwiększanie obciążenia roboczego Q_r determinuje powstanie luzu pomiędzy powierzchniami łączonych elementów. Konsekwencją pojawienia się luzu o wartości $\delta'_r > 0$, co odpowiada punktowi *C* na rysunku 1.12, jest to, że cała wartość obciążenia roboczego musi być przenoszona wyłącznie przez materiał śruby. Łączne (pełne) obciążenie śruby Q_c jest więc tożsame z obciążeniem złącza opisanym jako Q'_r .

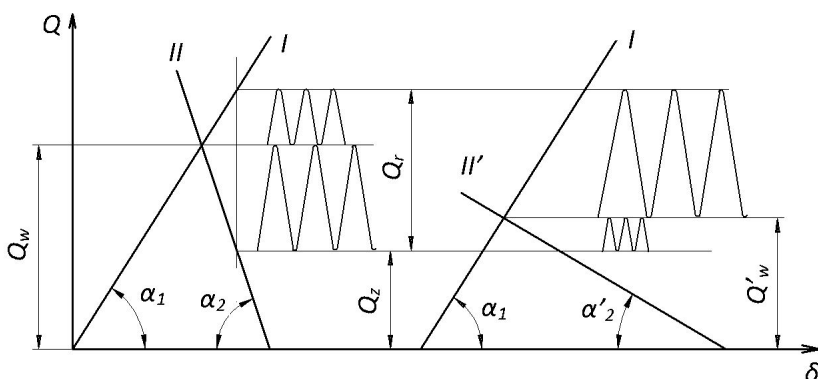
Przebieg obciążenia elementów złącza przy występowaniu sił zmiennych był już analizowany, co można prześledzić np. w pracy [93]. Podstawą tej analizy jest założenie, że tylko jeden parametr dotyczący złącza jest zmienny. Wyróżnia się dwa podstawowe warianty wykresów $Q = f(\delta)$. Pierwszy odpowiada przyjęciu sztywności śruby c_1 jako zmiennej niezależnej, a pozostałe wielkości charakterystyczne złącza mają wartość stałą. W drugim wariantcie, jako zmienną niezależną traktuje się sztywność zastępczą elementów łączonych c_2 , a inne wielkości – jako stałe.

Na rysunkach 1.13 i 1.14 przedstawiono wpływ sztywności śruby i części łączonych na stan obciążenia złącza przy założeniu, że siła robocza Q_r oraz siła obciążenia resztkowego Q_z nie zmieniają swoich wartości. Zmianie ulega natomiast siła napięcia wstępnego Q_w , która przyjmuje wartość Q'_w .

W oparciu o analizę tych wykresów, można wysnuć wnioski ogólne dotyczące zmiany obciążenia śruby i ściskanych elementów złącza. W wariancie, w którym zmienna jest sztywność śruby c_1 (rys. 1.13), w przypadku śruby o mniejszej sztywności, a więc o większej podatności (opisanej jako prosta I') amplituda obciążenia siłą jest mniejsza niż dla śruby o większej sztywności (prosta I). Ostatecznie, śruba o mniejszej sztywności c_1 (lub większej podatności λ_1) pracować będzie w bardziej korzystnych warunkach obciążenia, tzn. przy mniejszej amplitudzie cyklu obciążenia, chociaż – większej średniej wartości obciążenia siłą.



Rys. 1.13. Wpływ sztywności materiału śruby na stan obciążenia złącza przy $Q_z = \text{const}$ i $Q_r = \text{const}$ i $c_2 = \text{const}$



Rys. 1.14. Wpływ sztywności materiału śruby na stan obciążenia złącza przy $Q_z = \text{const}$ i $Q_r = \text{const}$ i $c_1 = \text{const}$

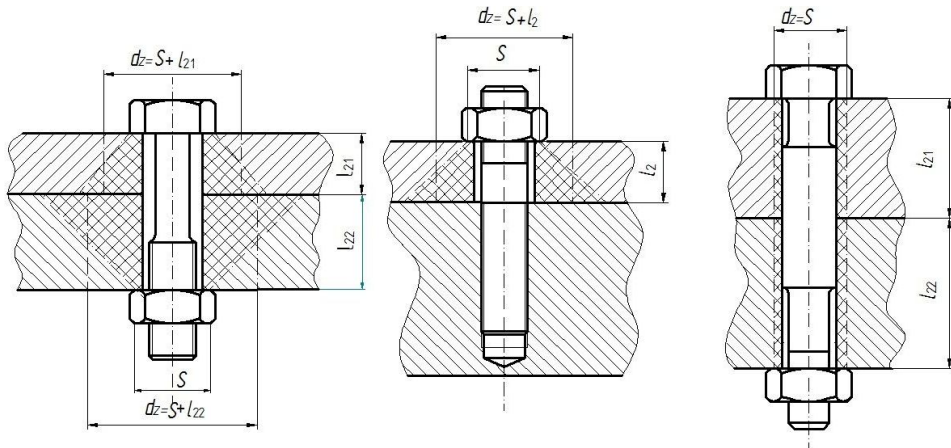
W wariancie, w którym jako zmienną traktuje się zastępczą sztywność elementów łączonych c_2 (rys. 1.14), w przypadku elementów o większej sztywności, a więc o mniejszej podatności (prosta II'), amplituda obciążenia siłą jest mniejsza niż dla większej sztywności zastępczej (prosta II). Bardziej korzystne warunki obciążenia elementów, wynikające z mniejszej amplitudy cyklu siły, wystąpią dla bardziej sztywnych elementów łączonych.

Chociaż poprawa charakterystyki obciążenia śrub pociąga za sobą pogorszenie warunków obciążenia części łączonych, to wada ta ma praktycznie mniejsze znaczenie. O wytrzymałości złącza gwintowego decyduje bowiem jednoznacznie wytrzymałość śrub. Powodem tego jest fakt, że całkowite pole powierzchni przekroju śrub tworzących złącze jest znacznie mniejsze niż pole styku elementów łączonych. Ponadto, elementy łączone pracują w warunkach obciążenia na ściskanie, podczas gdy śruby – są rozciągane. Dodatkowo, wartości obciążenia łącznego, przenoszonego przez śruby, są większe niż obciążenie elementów łączonych. Wszystkie wymienione powody prowadzą do generalnego wniosku, że optymalny stan obciążenia złącza występuje wówczas, gdy łączone elementy charakteryzują się dużą sztywnością, natomiast śruby – względnie małą sztywnością (lub większą podatnością).

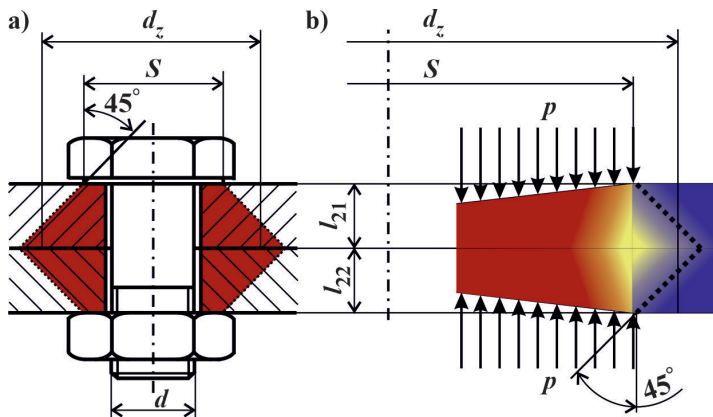
Podczas analitycznego określania sztywności elementów łączonych przyjmuje się (w przypadkach określonych na rysunku 1.15), że przestrzeń, w której zachodzi ściskanie, wyznacza stożek ścięty, tak zwany „stożek wpływu”, o kącie nachylenia jego tworzącej wynoszącym 45° . Następnie, w celu uproszczenia obliczeń, formę tego stożka poddaje się przekształceniu do bryły walca zastępczego. Średnicę zewnętrzną d_z tego walca przyjmuje się jako równą średniej średnicy stożka w ten sposób, aby pole powierzchni przekroju wzdłużnego obydwu tych brył było równe.

Wartości współczynników sztywności wyznaczonych analitycznie różnią się dość znacznie w zależności od wzorów użytych do obliczeń [1, 15, 16]. Uproszczone metody i wzory, służące obliczeniu wartości tych współczynników, mają tę wadę, że dają na ogół wyniki znacznie różniące się między sobą i mało zgodne z wynikami badań doświadczalnych [42, 81, 108]. W konsekwencji, wartości maksymalnego obciążenia śruby Q oraz momentu całkowitego T_c , służącego do dokręcania śrub, są różne dla różnych modeli analitycznych. O ile wyznaczenie charakterystyki sztywności dla śruby nie przedstawia większych trudności, to wyznaczenie takiej charakterystyki dla elementów łączonych jest zadaniem złożonym. Trudność ta wynika z faktu, że strefa występowania w nich naprężeń i odkształceń, wywołanych naciskami łba śruby i nakrętką, rozszerza się poza granice ich wymiarów. Po-

nadto, istotną rolę przy analizie tego zagadnienia odgrywają nieliniowości fizyczne i geometryczne, które występują w miejscach styku łączonych elementów.



Rys. 1.15. Podstawowe przypadki wyznaczania walców zastępczych podczas określania sztywności elementów łączonych



Rys. 1.16. Schemat złącza śrubowego [21]: a) przekrój i stożki wpływu, b) rozkład naprężeń w materiale łączonym

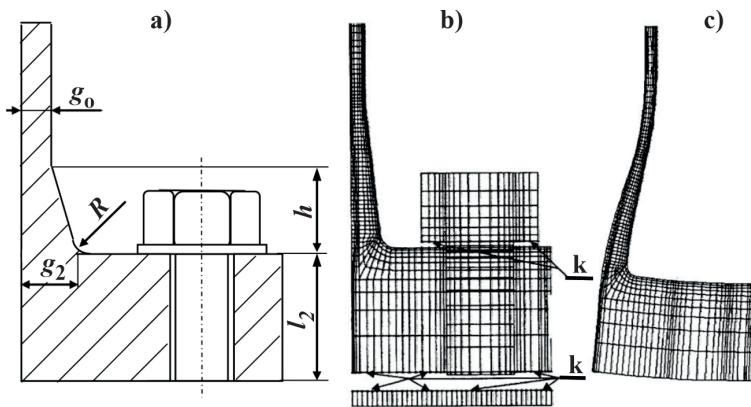
Schematyczny rozkład nacisków na powierzchni ściskanej elementów łączonych przedstawiono na rysunku 1.16. W przypadku symulacji numerycznych, np. przy zastosowaniu metody elementów skończonych (MES), bu-

dowane są, charakteryzujące się różnym stopniem uproszczenia problemu, następujące modele geometryczne [7, 23, 74]:

- wiernie przedstawiający połączenie, w którym śruba poddana jest napięciu wstępnemu,
- taki, w którym w miejsce śrub, służących do łączenia elementów, przyłożono ściskające siły skupione,
- z elementem prętowym, który zastępuje śrubę,
- powstałe jako efekt kombinacji wcześniej wymienionych.

Badaniu poddano złącze kołnierzone połączone (rys. 1.17) za pomocą 24 śrub o wymiarze M22. Badania prowadzono przy naprężeniach w rdzeniu śruby wynoszących $\sigma = \{200; 300; 400\}$ MPa. Przyjęto, że wymiary geometryczne złącza, oznaczone zgodnie z rysunkiem 1.17a, zmieniają się w następującym zakresie:

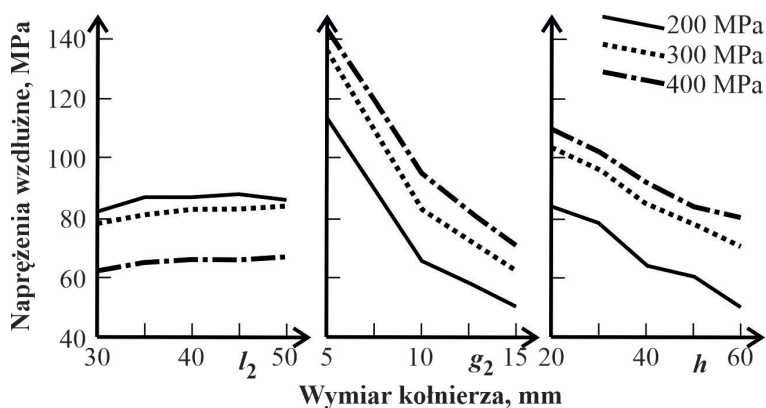
- wysokość kołnierza $l_2 = \{30; 35; 40; 45; 50\}$ mm,
- grubość ścianki przy przejściu kołnierza w tuleję $g_2 = (5,0 \div 15,0)$ mm z krokiem co 2,5 mm,
- wysokość przejścia $h = \{20; 30; 40; 50; 60\}$ mm.



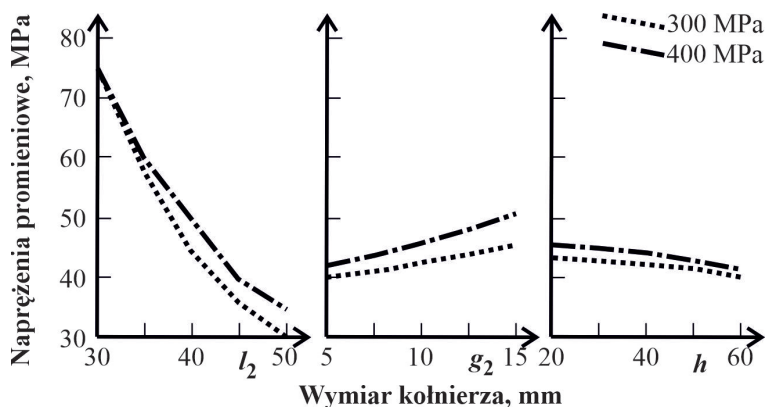
Rys. 1.17. Złącze kołnierzone [57]: a) szkic z wymiarami; b) schemat siatki MES; c) odkształcenie kołnierza po przyłożeniu obciążenia roboczego: k – miejsca występowania kontaktu

Rezultaty przeprowadzonych badań modelowych MES złącza kołnierzonego przedstawiono na rysunkach 1.18, 1.19 i 1.20. Większa sztywność c_2 kołnierza (zwiększenie jego grubości), w porównaniu do sztywności śruby c_1 , powoduje przy obciążeniach wzdłużnych zmniejszenie naprężeń w ściśkanym elemencie złącza (patrz rys. 1.14). Naprężenia styczne zmieniają się w niewielkim zakresie wraz z grubością kołnierza, ze względu na dużą

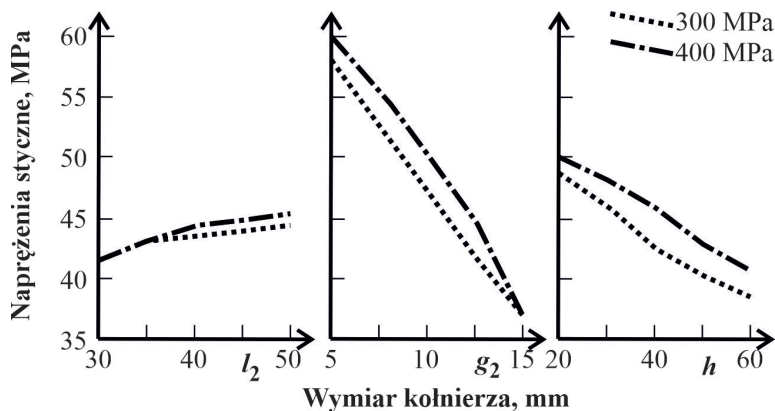
sztywność tego elementu. Wymiary geometryczne opisujące złącze, w tym promień przejścia R oraz grubość ścianki g_o , są wymiarami decydującymi o sztywności połączenia kołnierza wykonanego na tulei. Zwiększenie wartości tych wymiarów powoduje także zmniejszenie efektu działania karbu. Z tych powodów, zwiększenie wartości wspomnianych wymiarów g_o i R , przy każdym rodzaju obciążenia, umożliwi dokręcenie śrub z użyciem większego momentu T_c , co wiąże się ze zwiększeniem wartości naprężeń σ_z generowanych w materiale śruby.



Rys. 1.18. Zależność naprężeń wzdłużnych, obliczonych w złączu kołnierzowym, od zmiany wartości wymiarów oznaczonych na rysunku 1.17a dla różnej wartości naprężeń w rdzeniu śruby [57]



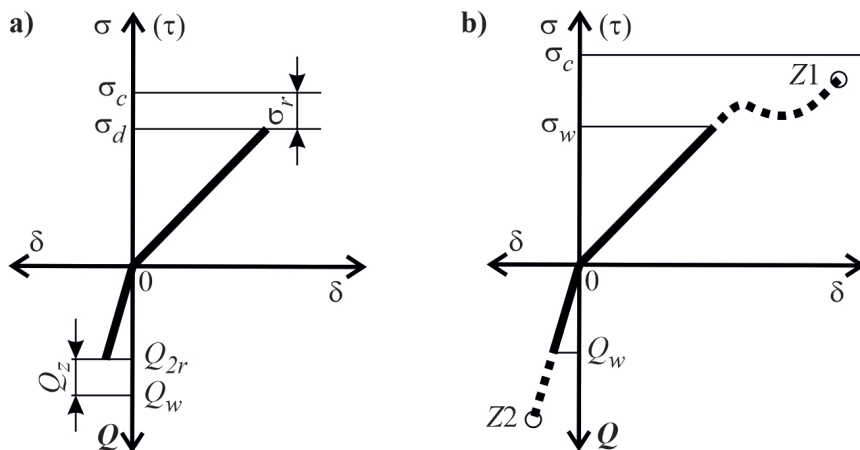
Rys. 1.19. Zależność naprężeń promieniowych, obliczonych w złączu kołnierzowym, od zmiany wartości wymiarów oznaczonych na rysunku 1.17a dla różnej wartości naprężeń w rdzeniu śruby [57]



Rys. 1.20. Zależność naprężeń stycznych, obliczonych w złączu kołnierzowym, od zmiany wartości wymiarów oznaczonych na rysunku 1.17a dla różnej wartości naprężeń występujących w rdzeniu śruby [57]

1.4. Wpływ geometrii i warunków pracy połączenia gwintowego

Obliczenia wytrzymałościowe połączeń śrubowych powinny uwzględniać nie tylko bezpieczeństwo i trwałość konstrukcji, ale także fakt, że kształtują one w dużym stopniu sztywność statyczną i właściwości dynamiczne całych złożonych układów mechanicznych. W prawidłowo zaprojektowanym złącze śrubowym, przy każdym zewnętrznym obciążeniu powinna utrzymywać się dodatkowa siła zaciskająca Q_z , widoczna na rysunku 1.21a), o takiej wartości, aby zmniejszenie siły zacisku obciążenia zewnętrznego nie spowodowało spadku wartości siły napięcia wstępnego Q_w . Z drugiej strony, złącze powinno być tak zaprojektowane, aby obciążenie łącznika, uwzględniające siłę zacisku wstępnego i obciążenia zewnętrznego, nie spowodowało przekroczenia granicy plastyczności R_{e1} materiału, z którego wykonana jest śruba. Zwiększenie obciążenia poza tę granicę powoduje bowiem trwałe wydłużenie łącznika i prowadzi do zmniejszenia wartości siły zacisku lub zerwania złącza (Z2 na rys. 1.21b) [8]. Niektóre łączniki wykonywane są ze stali stopowych, które charakteryzują się brakiem wyraźnej granicy plastyczności. Dla takich materiałów przyjmuje się umowną granicę plastyczności R_{e02} , czyli naprężenie graniczne, dla którego umowne wydłużenie trwałe wynosi $\varepsilon_p = 0,2\%$.



Rys. 1.21. Rozkład sił i naprężeń w złączu śrubowym w zależności od wydłużenia δ przy obciążeniu o wartości [8]: a) nieprzekraczającej granicy plastyczności, b) większej niż granica plastyczności: Z1 – zerwanie łącznika, Z2 – zerwanie elementów złącza

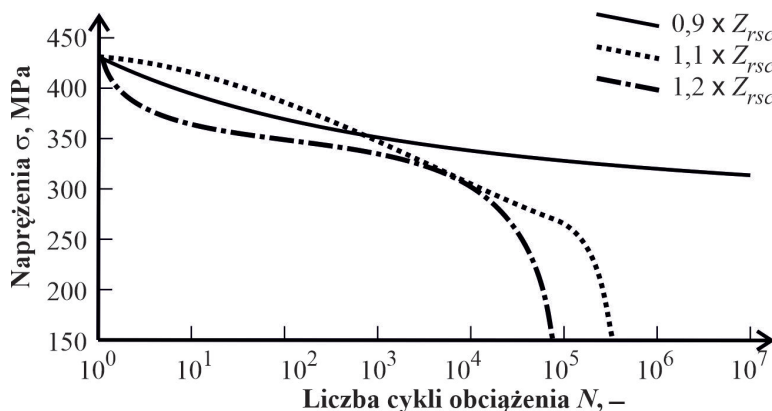
Dobór właściwej metody kontroli jakości połączenia gwintowego uzależniony jest od możliwości technologicznych. W montażu zautomatyzowanym, zabezpieczenie właściwego zacisku łączonych elementów następuje najczęściej poprzez kontrolę momentu dokręcającego lub kąta obrotu śruby. Rozpowszechnione jest używanie czujników, służących do pomiaru wartości siły wzdłużnej. Przy pomiarach wykonywanych z wykorzystaniem tych czujników należy uwzględnić fakt, że zacisk siłowy musi być skorelowany z momentem dokręcającym. Użycie momentu o zbyt małej wartości może doprowadzić do uzyskania połączenia ze słabym zaciskiem. Moment dokręcania o wysokiej wartości spowoduje natomiast uzyskanie zbyt dużego zacisku łączonych elementów i powstawanie nadmiernej siły osiowej Q .

Ważnym pojęciem, które należy uwzględnić podczas projektowania połączenia gwintowego jest stabilizacja złącza. Pod pojęciem stabilizacji należy rozumieć niezmienność siły osiowej Q w śrubie. Siła ta jest powodowana w procesie eksploatacji poprzez dokręcanie śruby z odpowiednim momentem. Zmniejszenie wartości siły napięcia wstępnego Q_w może spowodować destabilizację połączenia, której potencjalne przyczyny mogą być następujące:

- wydłużenie śruby w wyniku krótkotrwałego działania sił o dużych wartościach,
- odkręcanie się nakrętki i wibracje złącza,

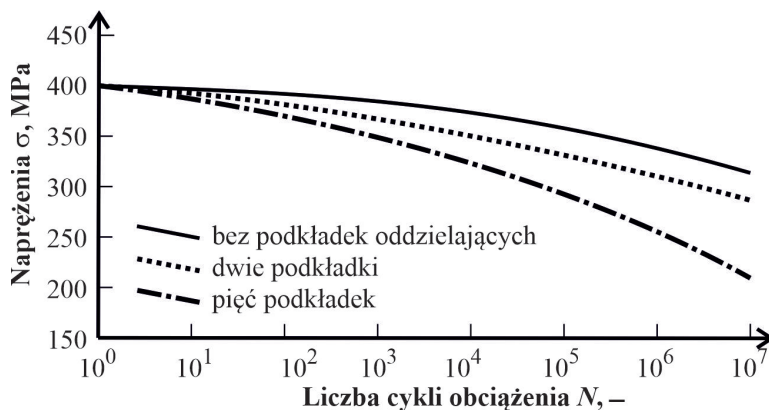
- deformacje gwintu i łączonych elementów w rezultacie działania sił zmiennych,
- relaksacja naprężeń w śrubie i łączonych elementach podczas pracy w warunkach podwyższonej temperatury.

Na rysunku 1.22 przedstawiono wykres zmniejszania się naprężenia σ w zależności od liczby cykli obciążenia N przy trzech różnych wartościach naprężeń. Przy obciążeniu roboczym, powodującym naprężenia o wartości $0,9 \cdot Z_{rsc}$, powstające w rdzeniu śruby naprężenia o wartości 300 MPa są jednocześnie jej granicą zmęczenia. Obciążenie robocze o takiej wartości umożliwia pracę złącza śrubowego w zakresie nieskończonej liczby cykli. Zwiększenie obciążenia roboczego Q_r powoduje zmianę zakresu pracy do takiego, który odpowiada ograniczonej trwałości zmęczeniowej $Z_{r\chi}$.



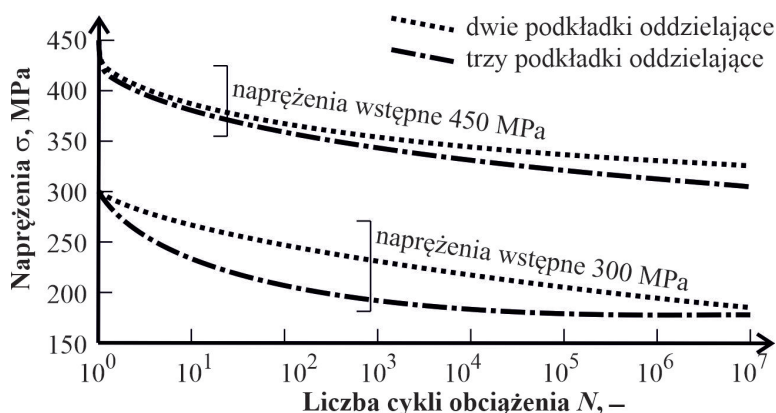
Rys. 1.22. Zmiana wartości naprężenia generowanego w śrubie, wywołanego siłą napięcia wstępnego o różnej wartości względem wytrzymałości zmęczeniowej Z_{rsc} , w zależności od liczby cykli obciążenia [1]

Zmniejszanie wartości naprężenia powodowanego siłą Q_w staje się bardziej gwałtowne wraz ze zwiększeniem liczby styków łączonych elementów (rys. 1.23). Zwiększenie liczby podkładek, przez co zwiększa się liczba styków oddzielających łeb śruby od powierzchni oporowej, powoduje również zwiększenie grubości elementów ściskanych. W rezultacie, prowadzi to do zwiększenia amplitudy naprężenia generowanego w materiale śruby przy jednoczesnym zmniejszeniu tej amplitudy w podkładkach. Warunek zapewnienia wymaganej wartości naprężenia σ w śrubie, w zadanym zakresie tolerancji, jest możliwy do osiągnięcia w takiej konstrukcji połączenia, w której liczba podkładek jest jak najmniejsza.



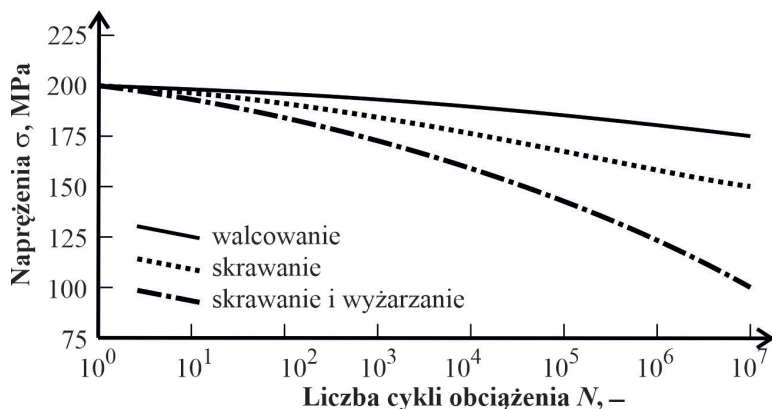
Rys. 1.23. Zmiana wartości naprężenia generowanego w śrubie w zależności od liczby cykli obciążenia dla różnej liczby elementów ściskanych [1]

Zwiększenie wartości naprężenia wstępnego powoduje zwiększenie pewności połączenia, co wynika z rysunku 1.24. Mniejsza wartość naprężenia wstępnego σ_w , w relacji do wymaganego, powoduje spadek wartości obciążenia całkowitego Q_c . Zwiększenie liczby podkładek rozdzielających powoduje zwiększanie luzu pomiędzy łączonymi elementami. W rezultacie zachodzenia tych zjawisk, obserwuje się spadek naprężenia generowanego w śrubie wraz ze zwiększaniem liczby cykli obciążenia, a następnie jego względną stabilizację.



Rys. 1.24. Zmiana wartości naprężenia generowanego w śrubie w zależności od liczby cykli obciążenia dla różnej wartości naprężenia wstępnego i różnej liczby podkładek oddzielających [16]

Zbyt mocne dokręcenie połączenia również nie jest korzystne, gdyż może doprowadzić do ścięcia gwintu lub zniszczenia materiału śruby. Materiał śruby pęka na skutek przekroczenia jego naprężeń dopuszczalnych przy jednoczesnym rozciąganiu i skręcaniu, działających w złożonym stanie naprężenia. Zmniejszenie wartości naprężenia w miarę upływu czasu związane jest ze sposobem mechanicznej obróbki powierzchni gwintowej (rys. 1.25).



Rys. 1.25. Wpływ sposobu wykonania powierzchni gwintowej na stabilizację połączenia poddanego zmiennemu obciążeniu [16]

Powstający w procesie walcowania efekt umocnienia materiału, ukierunkowana struktura (tekstura) oraz naprężenia własne ściskające, mają bezpośredni wpływ na zwiększenie wytrzymałości gwintu przy obciążeniu statycznym i dynamicznym [73]. Dla każdego gatunku materiału podanego w tabeli 1.5, gwint walcowany charakteryzował się większą wytrzymałością na ścinanie, od około 16% w przypadku brązu do około 43% w nakrętkach wykonanych ze stali, w porównaniu do właściwości gwintu nacinanego.

Tab. 1.5. Porównanie wytrzymałości na ścinanie gwintu wykonanego metodą skrawania i walcowania [76]

Materiał śruby	Sposób obróbki gwintu		Względna zmiana, – walcowanie/ skrawanie
	skrawanie	walcowanie	
	Naprężenia ścinające τ , MPa		
CuZn39Pb2	19	22	1,158
C22	26	34	1,308
X6CrNiTi18-10	28	40	1,429

Istotny wpływ na wytrzymałość złączy gwintowych ma chropowatość powierzchni bruzdy gwintu. Stwierdzono, że graniczna amplituda cyklu naprężeń w złączu z gwintem walcowanym wzrosła o około 50% w porównaniu z gwintem skrawanym głowicami gwinciarskimi (rys. 1.26). Dla wytrzymałości zmęczeniowej materiału, zmiana fizyko-mechanicznych właściwości warstwy wierzchniej ma jeszcze większe znaczenie niż chropowatość jego powierzchni. Zgniot warstwy wierzchniej i włóknista budowa struktury materiału, powstające podczas obróbki plastycznej, w znacznym stopniu podwyższają zmęczeniową wytrzymałość złączy gwintowych.



Rys. 1.26. Gwintownik nagniatający M16 kształtujący gwint o parametrach zarysu zbliżonych do gwintu wykonanego w procesie walcowania

Połączenia gwintowe charakteryzują się tendencją do samoczynnego zwiększania wytrzymałości. Jeżeli naprężenia, generowane w najbardziej obciążonych nitkach gwintu, przekraczają granicę plastyczności materiału R_e , to te nitki gwintu ulegają plastycznej deformacji i zgnieceni, powodującym zwiększenie skoku najbardziej odciążonych nitek gwintu nakrętki i zmniejszenie skoku najbardziej obciążonych nitek gwintu śruby. Rezultatem zachodzenia tych zjawisk jest to, że obciążenie na gwincie wyrównuje się. Śruby, odkształcone plastycznie w czasie dokręcania, mają więc znacznie większą trwałość zmęczeniową niż takie, które zostały dokręcone momentem określonym w normach [70, 121]. Taka zależność jest charakterystyczna dla połączeń gwintowych wykonywanych z materiałów miękkich i plastycznych. W łącznikach, które są wykonane z materiałów twardych i bardziej wytrzymałych, wspomniana zależność jest obserwowana w znacznie mniejszym stopniu.

1.5. Obliczenia uwzględniające obciążenie zmienne

Obciążenia zmienne w połączeniu śrubowym, działające przez odpowiednio długi czas, powodują powstanie szeregu zmian charakterystycznych dla efektu zmęczenia materiału. Rozwijające się mikropęknięcia łączą się i powiększają aż do zniszczenia elementu pracującego w określonych warunkach

obciążenia zmiennego. W elemencie obciążonym zmiennie w czasie, a następnie uszkodzonym, ognisko przełomu zmęczeniowego znajduje się z reguły w miejscu największego spiętrzenia naprężeń. Miejscem takim są najczęściej strefy dużych zmian przekroju, którymi w śrubie są bruzdy gwintu.

Obciążenia zmiennie są najczęstszą przyczyną zniszczenia połączeń gwintowych. Podczas obliczeń uproszczonych, rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa δ_b wyznaczany jest na podstawie wzoru Sørensen (1.37), w którym współczynnik wrażliwości materiału na asymetrię cyklu zmęczeniowego ψ_σ jest opisywany zależnością (1.38).

$$\delta_b = \frac{Z_{r\chi}}{\beta \cdot \sigma_{na} \cdot \gamma_b + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (1.37)$$

$$\psi_\sigma = \frac{2 \cdot Z_o - Z_j}{Z_j} \quad (1.38)$$

Do przeprowadzenia dokładnych obliczeń zmęczeniowych połączenia śrubowego wykorzystuje się wykresy sporządzone na podstawie badań eksperymentalnych, np. uproszczony wykres Smitha (rys. 1.27). Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa, w tym przypadku, opisywany jest wzorem (1.39).

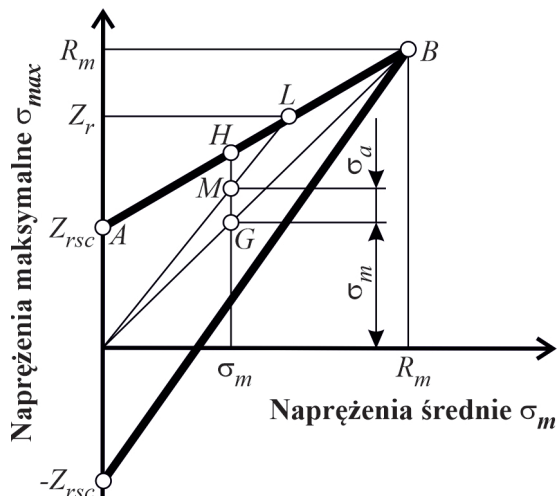
$$\delta_b = \frac{Z_{rsc}}{\sigma_a + \frac{Z_{rsc}}{R_m} \cdot \sigma_m} \quad (1.39)$$

Wytrzymałość zmęczeniowa materiału śruby pracującej przy wahadłowym cyklu rozciągania-ściskania Z_{rsc} jest obliczana jako iloraz wytrzymałości zmęczeniowej materiału śruby Z_{rc} i efektywnego współczynnika koncentracji naprężeń k_e , według wzoru (1.40).

$$Z_{rsc} = \frac{Z_{rc}}{k_e} \quad (1.40)$$

Efektywny współczynnik koncentracji naprężeń k_e , liczony ze wzoru (1.41), ma wartość większą od jedynki, ponieważ uwzględnia się w nim zarówno wpływ kształtu gwintu oraz rodzaju złącza α , a także wrażliwość materiału na działanie karbu, powodowanego przez wspomniane parametry geometryczne.

$$k_e = 1 + \beta \cdot (\alpha - 1) \quad (1.41)$$



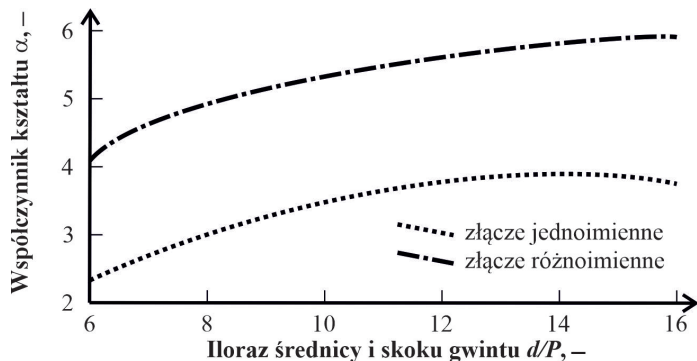
Rys. 1.27. Uproszczony wykres Smitha, przystosowany do obliczeń zmęzeniowych śrub

Przyjmuje się, że wartość współczynnika wrażliwości materiału na działanie karbu β dla stali niestopowych zawiera się w granicach $(0,5 \div 0,6)$ a dla stali stopowych – może przyjmować wartości $(0,7 \div 0,8)$. Obliczona ze wzoru (1.41), wartość współczynnika k_e dotyczy gwintów do średnicy 20 mm, wykonywanych technologią skrawania. Dla gwintów walcowanych, wartość tego współczynnika należy zmniejszyć o $(10\% \div 30\%)$ dla stali niestopowych oraz w zakresie $(20\% \div 40\%)$ – dla stali stopowych.

W budowie maszyn wykorzystuje się również pojęcie nośności połączenia. Można je zdefiniować jako maksymalną dopuszczalną wartość obciążenia zewnętrznego (w postaci sił lub momentów), przy którym połączenie nie traci trwałej zdolności przenoszenia tego obciążenia, lub maksymalną wartość obciążenia zewnętrznego w zakresie liniowości stanów elementów połączenia. O nośności połączenia decydują nośności poszczególnych jego elementów, przy czym jego wartość ograniczona jest do najmniejszej nośności (najczęściej śrub).

Wartość współczynnika kształtu śruby α różni się znacząco w zależności od konstrukcji złącza i charakteru jego obciążenia, jak to przykładowo przedstawiono to na rysunku 1.28. Większa wartość współczynnika kształtu α w złączu różnoimiennym (gdzie śruba jest rozciągana a nakrętka – ścisłana), w porównaniu ze złączem jednoimiennym, wpływa bezpośrednio na zwiększenie rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa δ_b połączenia

śrubowego. W opisanym przypadku, złącze staje się przewymiarowane pod względem wytrzymałościowym.



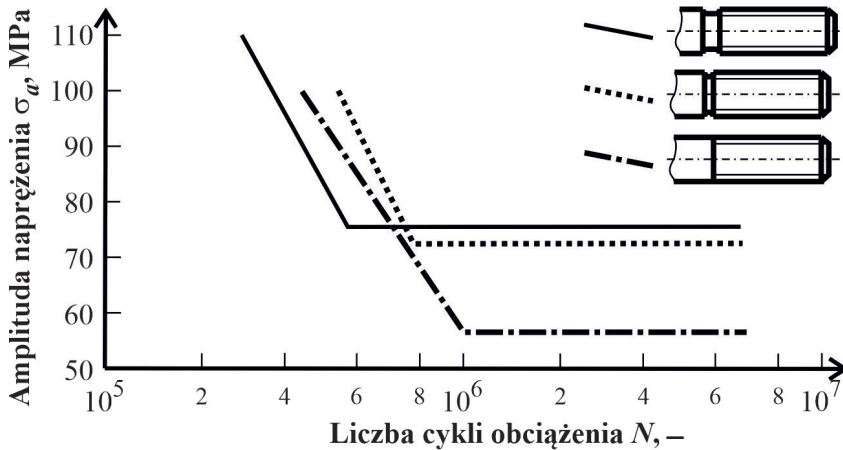
Rys. 1.28. Wykres zależności współczynnika kształtu śruby α od ilorazu średnicy d i skoku gwintu P [93]

1.6. Konstrukcja śruby o zwiększonej wytrzymałości zmęczeniowej

W przypadku większości uszkodzeń śrub, przyczyną ich pękania w urządzeniach mechanicznych jest użycie niewłaściwej wartości momentu dokręcającego, który prowadzi do urwania śruby pod łbem lub na dnie wrębu gwintu [59]. Jeżeli urządzenie pracowało przez długi czas w warunkach zmiennych obciążeń to należy spodziewać się, że przelom ma charakter pęknięcia zmęczeniowego. Jednak, w niektórych przypadkach o uszkodzeniu decyduje niewłaściwa technologia wykonania lub błędnie dobrany materiał.

W celu podwyższenia wytrzymałości zmęczeniowej połączenia gwintowego, należy dążyć do zmniejszenia naprężeń w łączniku gwintowym poprzez zwiększenie jego podatności przy równoczesnym zwiększeniu sztywności łączonych elementów. Szerzej problem ten został omówiony w podrozdziale 1.3. Efekt w postaci różnej podatności śrub uzyskuje się w ten sposób, że dobiera się różnej wartości średnicy gładkiej powierzchni trzpienia d_c i rdzenia części nagwintowanej d_3 . Zgodnie z literaturą [16] przyjmuje się, że – dla śrub pracujących przy obciążeniach zmieniających się w czasie – iloraz średnic powinien wynosić $\frac{d_c}{d_3} = (0,80 \div 1,05)$. Dla śrub obciążonych wyłącznie siłami statycznymi, średnica trzpienia śruby może być relatywnie większa i wynosić (105% ÷ 115%) średnicy rdzenia gwintu d_3 .

Wykonanie podtoczenia, na przejściu pomiędzy powierzchnią gwintowaną a gładką, prowadzi do zwiększenia elastyczności (podatności) śruby. Śruba taka pracuje więc w korzystniejszych warunkach obciążenia ze względu na to, że w jej rdzeniu jest wtedy generowane naprężenie o mniejszej amplitudzie. Z wykresu Wöhlera przedstawionego na rysunku 1.29 wynika, że śruba bardziej elastyczna (z większym podtoczeniem), czyli o mniejszej sztywności, charakteryzuje się większą wartością granicy zmęczenia.

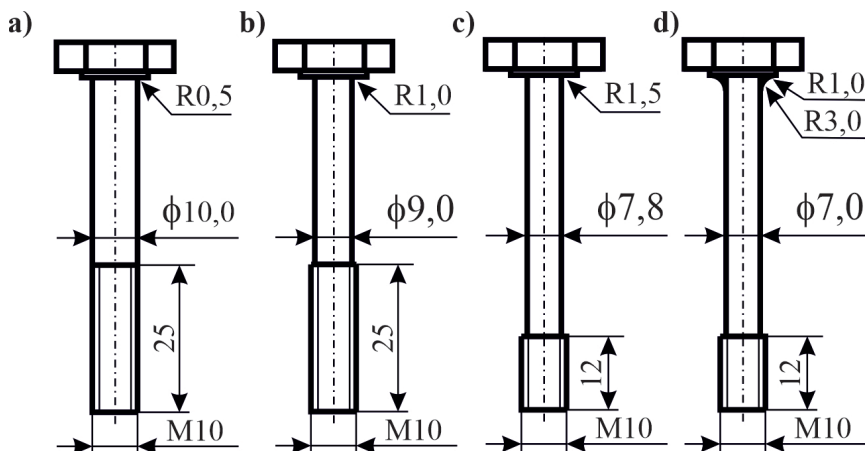


Rys. 1.29. Wytrzymałość zmęczeniowa trzpienia śruby o różnej konstrukcji [16]

Rozpatrując kryterium wytrzymałości śruby, można stwierdzić, że niebezpiecznym przekrojem jest przekrój w miejscu styku (przejścia) trzpienia w łeb śruby. Różne rozwiązania konstrukcyjne tego przejścia zostały przedstawione na rysunku 1.30. Gdyby wykonać je z materiału charakteryzującego się tymi samymi właściwościami, to każda wersja śruby z rysunku 1.30 mogłaby zostać użyta zamiennie. W odpowiedzialnych konstrukcjach stosuje się eliptyczne przejścia lub zaokrąglenie utworzone poprzez dwa promienie (rys. 1.30d), przy czym krzywizna o większym promieniu powinna znajdować się przy powierzchni cylindrycznej trzpienia śruby. Przyjmując za punkt odniesienia śrubę typowej konstrukcji, w tabeli 1.6 przedstawiono wpływ kształtu przejścia na wytrzymałość zmęczeniową.

Zwiększoną wytrzymałość zmęczeniową można uzyskać poprzez zastosowanie nakrętek zapewniających równomierny rozkład naprężeń. Na podstawie obliczeń teoretycznych przedstawionych w pracy [1], przyjmuje się, że zwiększenie wysokości nakrętki o $(0,5 \div 0,6) \cdot d$ nie zwiększa w istotny

sposób wytrzymałości zmęczeniowej połączenia śruby-nakrętka, przy czym obciążenie na pierwszym zwoju gwintu zwiększa się nieznacznie. Zwiększenie wysokości nakrętki, w zakresie $(0,7 \div 2,0) \cdot d$, zwiększa wytrzymałość zmęczeniową połączenia o wartość z przedziału $(10\% \div 15\%)$.

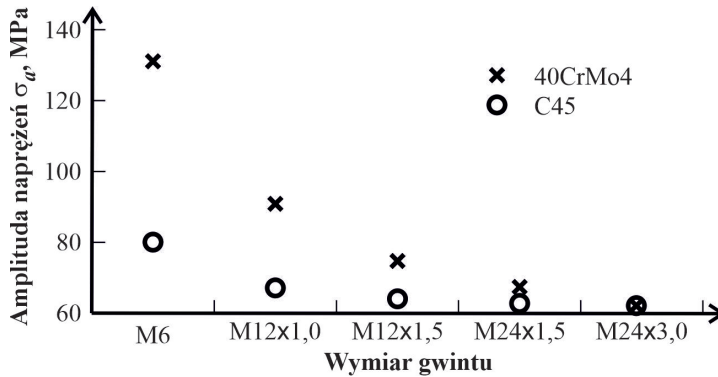


Rys. 1.30. Różnej konstrukcji śruby o tym samym wymiarze gwintu M10

Tab. 1.6. Porównanie wytrzymałości śrub wybranych konstrukcji [16]

Typ śruby, rysunek	Parametr charakteryzujący śrubę				
	Masa	Wytrzymałość		Wydłużenie sprężyste	Koszt
		statyczna	zmęczeniowa		
Względna wartość, %					
1.30a	100	100	100	100	100
1.30b	91	100	112	116	92
1.30c	76	87	135	128	156
1.30d	70	70	162	127	163

Gwinty o średnicy $d = (30 \div 60)$ mm mają wytrzymałość zmęczeniową niemal dwa razy mniejszą w porównaniu z gwintami o średnicy $(6 \div 16)$ mm. Przebieg charakterystyki wytrzymałościowej w zależności od średnicy gwintu został przedstawiony na rysunku 1.31. Podczas obliczeń zmęczeniowych połączeń śrubowych należy zastosować obniżenie wytrzymałości poprzez zwiększenie wartości współczynnika koncentracji naprężeń k_e . Do doboru współczynnika k_e można wykorzystać dane zawarte w tabeli 1.7.



Rys. 1.31. Zależność wytrzymałości zmęczeniowej od średnicy i skoku gwintu dla nakrętki o wysokości $H = 0,8 \cdot d$ [1]

Tab. 1.7. Zakres zalecanego zwiększenia wartości współczynnika k_e przy zwiększaniu średnicy gwintu

Zakres średnicy gwintu d , mm			
20÷25	25÷35	35÷50	50÷ 80
Zalecane zwiększenie wartości współczynnika k_e , %			
10÷30	30÷50	50÷70	70÷100

1.7. Obliczenia połączeń wielośrubowych

W połączeniach wielośrubowych, rozkład obciążenia na każdą ze śrub zależy od konstrukcji złącza, sposobu pasowania śruby oraz kierunku i znaku sił i momentów obciążających poszczególne śruby. Przyjmuje się przy tym założenie, że powierzchnia styku łączonych elementów jest płaska oraz że napiecie wstępne Q_w we wszystkich śrubach jest jednakowe. W toku obliczeń identyfikuje się śrubę najbardziej obciążoną i właśnie dla niej przeprowadza się obliczenia wytrzymałościowe.

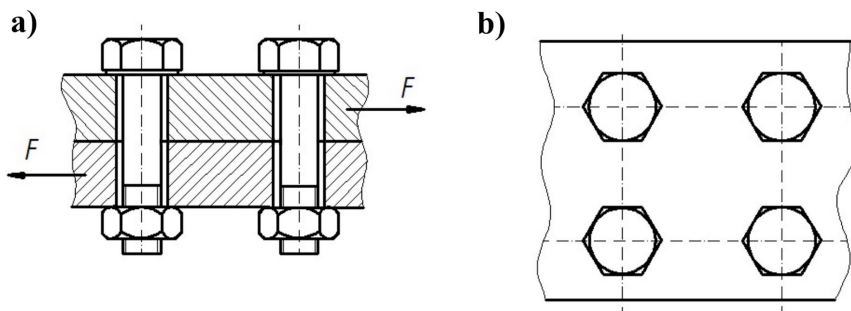
W obliczeniach połączeń wielośrubowych przyjmuje się następujące założenia upraszczające:

- wszystkie śruby mają takie same wymiary,
- łączone elementy stykają się płaskimi powierzchniami,
- napiecie wstępne we wszystkich śrubach jest jednakowe,
- w przypadku nierównomiernego rozkładu obciążenia w połączeniu, obliczenia sprowadzają się do wyznaczenia wartości siły w śrubie najbardziej obciążonej.

1.7.1. Obciążenie w płaszczyźnie styku elementów

Schemat połączenia wielośrubowego obciążonego siłą działającą w płaszczyźnie styku elementów łączonych został przedstawiony na rysunku 1.32. W obliczeniach analitycznych złącza z liczbą rzędów śrub $2 \leq n_r \leq 6$, obciążonych siłą F , leżącą w płaszczyźnie styku łączonych elementów, ze względu na to, że obciążenie rozkłada się nierównomiernie na poszczególne śruby, przyjmuje się następujące uproszczenia [93]:

- obciążenie śrub skrajnych jest równe obciążeniu średniemu $Q = \frac{F}{n_r}$,
- wartość naprężeń dopuszczalnych zmniejsza się proporcjonalnie do liczby rzędów śrub n_r ,
- zastosowanie każdego kolejnego rzędu śrub wpływa na zmniejszenie wartości naprężeń dopuszczalnych o 10%.



Rys. 1.32. Połączenie obciążone siłą poprzeczną z dwoma rzędami śrub założonych z luzem: a) przekrój, b) widok z góry

W przypadku śrub ciasno osadzonych w otworach, ich średnicę obliczamy z warunku dopuszczalnych naprężeń na ścinanie (1.42).

$$\tau = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_c^2} \leq k_t \quad (1.42)$$

Sposób obliczania naprężeń dopuszczalnych na ścinanie k_t zaproponował Szewczyk [93] w postaci (1.43).

$$k_t = \frac{R_t}{x_m} \cdot [1 - 0,1 \cdot (n_r - 2)] \quad (1.43)$$

Nacisk powierzchniowy pomiędzy powierzchnią zewnętrzną (walcową) trzpienia śruby a ścianką otworu wynosi (1.44) i nie powinien przekraczać

nacisku dopuszczalnego. Naciski dopuszczalne zaś, według propozycji Szewczyka [93], wynoszą (1.45).

$$p = \frac{Q}{d_c \cdot l_1} \leq p_{dop} \quad (1.44)$$

$$p_{dop} = 0,8 \cdot k_c \cdot [1 - 0,1 \cdot (n_r - 2)] \quad (1.45)$$

W przypadku śrub osadzonych z luzem, jak to przedstawiono na rysunku 1.32, siła napięcia wstępnego śrub Q_w przenoszona jest przez tarcie. Śruby podlegają rozciąganiu i muszą spełniać warunek wytrzymałościowy (1.46) uwzględniający takie obciążenie.

$$\sigma_r = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2} \leq k_r \quad (1.46)$$

Siła osiowa w śrubie Q spowodowana jest dokręceniem śruby. Wartość tej siły (1.47) wynika z konieczności wygenerowania siły tarcia T między łączonymi elementami. Siła tarcia musi mieć na tyle dużą wartość aby zapobiegała luzowaniu się złącza i przemieszczaniu się elementów łączonych względem siebie.

$$Q = \frac{T}{\mu \cdot n_r} \quad (1.47)$$

Naprężenia dopuszczalne na rozciąganie można obliczyć ze wzoru empirycznego (1.48) autorstwa Szewczyka [93], który jest podobny do zależności (1.43).

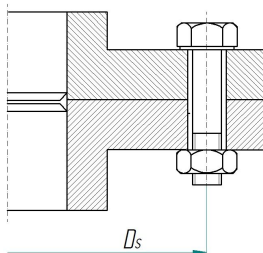
$$k_r = \frac{R_e}{x_e} \cdot [1 - 0,1 \cdot (n_r - 2)] \quad (1.48)$$

Siła tarcia T ma wartość większą od obciążenia zewnętrznego F_x , dlatego przyjmuje się zakres (1.49).

$$T = (1,2 \div 1,4) \cdot F_x \quad (1.49)$$

1.7.2. Złącze obciążone momentem skręcającym

Na rysunku 1.33 przedstawiono sprzęgło kołnierzowe, w którym tarcze połączone są za pomocą śrub rozmieszczonych na obwodzie okręgu o średnicy D_s . Złącze to obciążone jest momentem skręcającym T_S . Przyjmuje się, że wszystkie śruby obciążone są równomiernie siłą, której wartość można obliczyć z zależności (1.50).



Rys. 1.33. Półprzekrój złącza z kołosymetrycznym rozmieszczeniem śrub, obciążonego momentem skręcającym T_S

$$Q = \frac{2 \cdot T_S}{n \cdot D_s} \quad (1.50)$$

Połączenie może być wykonane za pomocą śrub ciasno-pasowanych lub śrub zwykłych, założonych z luzem. Śruby pasowane oblicza się wykorzystując warunek ścinania i dopuszczalnych nacisków powierzchniowych dla obciążenia Q według wzorów (1.42) i (1.44), a w przypadku śrub założonych z luzem – oblicza się je z warunku wytrzymałości na rozciąganie (1.46). Niezbędne przy tym naprężenia dopuszczalne można obliczyć ze wzorów (1.51), (1.52) i (1.53).

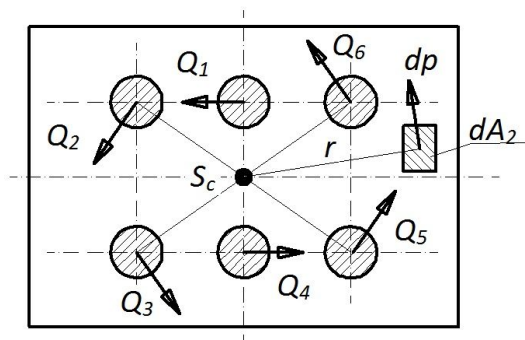
$$k_t = \frac{R_m}{x_m} \quad (1.51)$$

$$p_{dop} = 0,8 \cdot k_c \quad (1.52)$$

$$k_r = \frac{R_e}{x_e} \quad (1.53)$$

W złączu z dowolnym rozmieszczeniem śrub, którego schemat przedstawiono na rysunku 1.34, obciążenie Q_i przypadające na każdą ze śrub jest proporcjonalne do odległości r_i jej środka symetrii od punktu S_c , co można zapisać zależnością (1.54). Punkt S_c jest środkiem ciężkości przekroju wszystkich śrub. Ponadto, kierunek siły, działającej na każdą ze śrub, jest prostopadły do promienia wodzącego, jeśli początek układu współrzędnych biegunowych zaczepić w punkcie S_c .

$$\frac{Q_i}{r_i} = \frac{Q_{max}}{r_{max}} \quad (1.54)$$



Rys. 1.34. Schemat złącza z dowolnym rozmieszczeniem śrub, obciążonego momentem skręcającym T_S działającym w płaszczyźnie styku

Wartość obciążenia maksymalnego Q_{max} można obliczyć z warunku równowagi (1.55).

$$T_S = Q_i \cdot r_i = \frac{Q_{max}}{r_{max}} \cdot \sum_i r_i^2 \quad (1.55)$$

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzane są dla obciążenia maksymalnego Q_{max} . Śruby pasowane obliczane są ze wzorów (1.42) i (1.44) z zastosowaniem wartości naprężeń dopuszczalnych k_t i dopuszczalnych nacisków powierzchniowych p_{dop} obliczonych odpowiednio według wzorów (1.51) i (1.52).

W złączu ze śrubami luźno pasowanymi, moment skręcający T_S równoważony jest przez moment tarcia T_t występujący na powierzchni styku elementów łączonych. W obliczeniach przyjmuje się zależność (1.56) pomiędzy tymi momentami aby został zapewniony warunek stabilności złącza śrubowego.

$$T_t = (1,2 \div 1,4) \cdot T_S \quad (1.56)$$

Przy założeniu jednakowych przekrojów śrub ($A_{1i} = A_1 = \text{const}$) i równych naprężeniach ($\sigma_{wi} = \sigma_w = \text{const}$) spowodowanych siłą zacisku wstępnego Q_w , rozkład nacisku powierzchniowego p , na styku łączonych elementów, pozostaje równomierny. Moment tarcia można obliczyć ze wzoru (1.57), w którym wykorzystano biegunowy statyczny moment powierzchni styku elementów łączonych S_{o2} . Biegunowy moment statyczny S_{o2} określony jest wzorem (1.58).

$$T_t = \int_{A_2} r \cdot dT = \int_{A_2} \mu \cdot p \cdot r \cdot dA_2 = \mu \cdot p \cdot S_{o2} \quad (1.57)$$

$$S_{o2} = \int_{A_2} r \cdot dA_2 \quad (1.58)$$

Wymagany nacisk p , wystarczający do tego, aby wygenerować odpowiedni moment tarcia T_t na powierzchni styku łączonych elementów, wynika z przekształcenia wzoru (1.57) do postaci (1.59).

$$p \geq \frac{T_t}{\mu \cdot S_{o2}} \quad (1.59)$$

Warunek wytrzymałości śruby na rozciąganie ma postać (1.46), przy czym naprężenia dopuszczalne na rozciąganie k_r wyznaczono już wcześniej według wzoru (1.53).

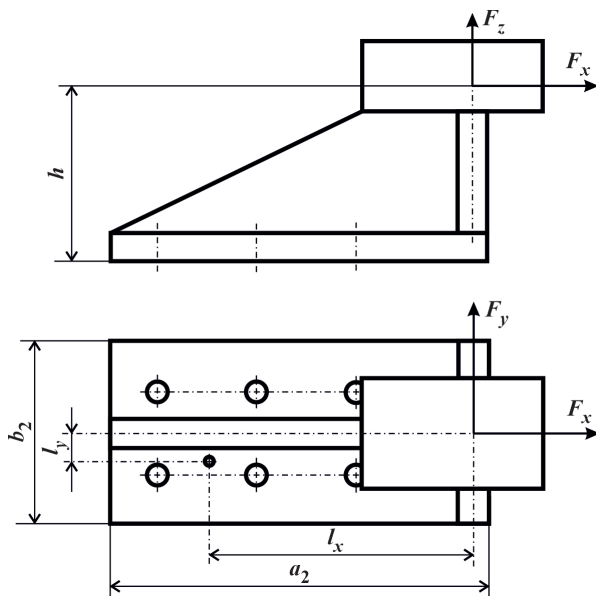
1.7.3. Obciążenie złącza siłą dowolnie zorientowaną

Działanie dowolnie zorientowanej siły zewnętrznej F można analizować przez jej rozłożenie na składowe, np. w prostokątnym układzie współrzędnych jak przedstawiono na rysunku 1.35. Wtedy składowa F_z ma kierunek prostopadły do płaszczyzny styku elementów łączonych, a siły składowe F_x i F_y – leżą w płaszczyźnie równoległej do tego styku. Z powodu faktu, że siła \vec{F} w ogólności ma punkt przyłożenia leżący poza płaszczyzną styku elementów, na złącze działa moment tej siły. Składowe tego momentu mają wartość opisaną układem równań (1.60).

$$\begin{cases} T_{xy} = F_x \cdot l_y - F_y \cdot l_x \\ T_{yz} = F_y \cdot h - F_z \cdot l_y \\ T_{xz} = F_x \cdot h - F_z \cdot l_x \end{cases} \quad (1.60)$$

Można wyróżnić następujące dwa przypadki geometryczne złącza przedstawionego na rysunku 1.35, których identyfikacja determinuje metodę dalszych obliczeń. Różnica w tych konstrukcjach polega na tym, że środki ciężkości powierzchni styku elementów łączonych i środki przekroju wszystkich śrub pokrywają się lub taka relacja nie zachodzi. W pierwszym przypadku, naciski powierzchniowe wywołane działaniem sił zacisku wstępnego, siły składowej F_z oraz momentów T_{xz} i T_{yz} w punkcie najslabiej dociśniętym, powinny spełniać warunek opisany wzorem (1.61).

$$p_{min} = p_w - p_z - p_{T_{xz}} - p_{T_{yz}} > 0 \quad (1.61)$$



Rys. 1.35. Przykład złącza obciążonego siłą dowolnie zorientowaną

Zależności do obliczenia poszczególnych składników nacisku powierzchniowego, występujących w nierówności (1.61) zostały zamieszczone w postaci układu równań (1.62).

$$\begin{cases} p_w = \frac{n \cdot Q_w}{A_2} \\ p_z = \frac{F_z}{A_2} \\ p_{T_{xz}} = \frac{T_{xz}}{W_2} \\ p_{T_{yz}} = \frac{T_{yz}}{W_2} \end{cases} \quad (1.62)$$

Jednocześnie, maksymalne naciski, występujące w punkcie najmocniej dociśniętym przez śruby, nie powinny przekraczać nacisków dopuszczalnych, których wartość wynosi (1.63).

$$p_{max} = p_w - p_z + p_{T_{xz}} + p_{T_{yz}} \leq p_{dop} \quad (1.63)$$

Składowe obciążenia roboczego śrub, wynikające z działania składowej siły F_z oraz momentów T_{xz} i T_{yz} wynoszą (1.64), gdzie indeks i przy zmien-

nych l_x i l_y dotyczy odległości od konkretnej śruby do punktu będącego środkiem ciężkości styku.

$$\begin{cases} Q_r' = \frac{F_z}{n} \\ Q_r'' = \frac{T_{xz} \cdot l_{xmax}}{2 \cdot \sum_i l_{xi}^2} \\ Q_r''' = \frac{T_{yz} \cdot l_{ymax}}{2 \cdot \sum_i l_{yi}^2} \end{cases} \quad (1.64)$$

Całkowite obciążenie najbardziej obciążonej śruby w złączu można wyliczyć z zależności (1.65).

$$Q_c = Q_w + (Q_r' + Q_r'' + Q_r''') \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} \quad (1.65)$$

W drugim przypadku, we wzorach, które umożliwiają obliczenie minimalnego (1.61) i maksymalnego (1.63) nacisku powierzchniowego, naciski p_w , spowodowane działaniem sił zacisku wstępnego, występujące w punkcie o współrzędnych (x, y) , opisane są zależnością (1.66).

$$p_{w(x,y)} = \sigma_w \cdot \left(\frac{n \cdot A_1}{A_2} + \frac{e_x \cdot A_2}{I_{2y}} \cdot x + \frac{e_y \cdot A_2}{I_{2x}} \cdot y \right) \quad (1.66)$$

Całkowite obciążenie siłą Q_c najbardziej obciążonej śruby w przypadku, gdy środki ciężkości powierzchni styku i przekroju wszystkich śrub nie pokrywają się, jest opisane zależnością (1.67).

$$\begin{aligned} Q_c = Q_w + \left[\frac{F_z}{n} + \frac{T_{xz} - F \cdot e_x}{2 \cdot \sum_i (l_{xi} - e_{xi})^2} \cdot (l_{xmax} - e_x) + \right. \\ \left. + \frac{T_{yz} - F \cdot e_y}{2 \cdot \sum_i (l_{yi} - e_{yi})^2} \cdot (l_{ymax} - e_y) \right] \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} \end{aligned} \quad (1.67)$$

Ostatecznie, średnice śrub wstępnie przyjętych do obliczeń, w obydwu przypadkach obciążenia, weryfikuje się na podstawie warunków (1.68) i (1.69), dotyczących tego, aby nie zostały przekroczone zarówno dopusz-

czalne naprężenia rozciągające jak i skręcające. Wartości naprężeń dopuszczalnych obliczane są odpowiednio według zależności (1.53) i (1.51).

$$\sigma_r = \frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot d_3^2} \leq k_r \quad (1.68)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot d_c^2} \leq k_t \quad (1.69)$$

1.8. Podsumowanie

Podstawowym parametrem, decydującym o nośności złącza, jest moment dokręcający, który powinien być tak dobrany, aby pomiędzy elementami złącza nie powstawał luz. Obliczenia konstrukcyjne i sprawdzające połączenia śrubowego polegają na wyznaczeniu siły osiowej, powstającej w materiale śruby w wyniku jej dokręcania momentem. Parametry, które mają wpływ na sztywność złącza śrubowego, takie jak materiał i liczba łączonych elementów, wpływają również na zmianę wartości obliczeniowej siły osiowej w śrubie. W przypadku śrub pracujących w warunkach obciążenia zmęczeniowego wyznacza się liczbę cykli obciążenia, którą może przenieść śruba do chwili jej uszkodzenia. Wytrzymałość zmęczeniowa śruby zależy od jej kształtu i geometrii przekroju. Dobra praktyka inżynierska, przy projektowaniu złącza, polega na unikaniu nagłych zmian przekroju poprzecznego (czyli karbów) w obszarze których następuje spiętrzenie naprężeń.

Dla typowych przypadków obciążenia złącza, podano metodykę obliczeń umożliwiających wyznaczenie naprężeń generowanych w materiale śruby. Najczęściej występujące obciążenie złącza może zostać sprowadzone do przypadku sił leżących w płaszczyźnie styku elementów łączonych. Odpowiednikiem elementów maszyn przenoszących moment skręcający w konstrukcji złączy śrubowych jest sprzęgło kołnierzowe, które jest jednym ze szczególnych stanów obciążenia złącza.

Obliczony moment dokręcający wynika z konieczności spełnienia założeń konstrukcyjnych złącza. Na etapie konstruowania ważne jest dobranie nie tylko wymiaru śruby i gwintu, lecz także uwzględnienie technologii jej wykonania, a w szczególności stanu warstwy wierzchniej. W wyniku badań stanowiskowych stwierdzono, że moment dokręcający lub siła osiowa generowana w śrubie, mają różne wartości nawet dla tego samego wymiaru gwintu. Wartości te uzależnione są od rodzaju powłoki ochronnej śruby oraz sposobu smarowania powierzchni gwintowej.

2. Technologia śrub i wykrywanie wad

Walcowanie gwintów jest rodzajem obróbki plastycznej na zimno, które polega na kształtowaniu powierzchni gwintowej przez głowice walcujące (w przypadku wytwarzania gwintów zewnętrznych) lub wygniataki (wykonujące zarys wewnętrzny). Podczas walcowania nie zachodzi proces skrawania materiału, dzięki czemu nie zostaje naruszona ciągłość stali. Ziarna w strukturze są wydłużane i formowane plastycznie na bocznych powierzchniach wierzchołków i dna wrębu zarysu gwintu. Twardość warstwy wierzchniej zwiększa się, a ponadto w tej warstwie generowany jest korzystny stan naprężeń własnych ściskających. Parametr R_a , charakteryzujący chropowatość powierzchni mieści się w granicach od $0,08 \mu\text{m}$ do $0,6 \mu\text{m}$. Takie małe wartości tego parametru nie są możliwe do uzyskania w przypadku wykonywania gwintów technologią obróbki skrawaniem. Porównując te dwie metody wytwarzania należy stwierdzić, że gwinty walcowane mają podwyższoną wytrzymałość zwojów na ścinanie, zginanie i nacisk powierzchniowy w porównaniu do gwintów skrawanych. Ogólnie można stwierdzić, że śruby z gwintami walcowanymi charakteryzują się dużą wytrzymałością doraźną oraz znaczną trwałością zmęczeniową na rozciąganie.

Gwinty walcuje się na odpowiednio przygotowanych wałkach, które są półfabrykatem do kształtowania gwintu. Wymagana jest przy tym jak najmniejsza chropowatość R_a powierzchni, a w niektórych przypadkach – przed walcowaniem – czopy wałków poddaje się szlifowaniu. Proces walcowania wymaga zastosowania narzędzi kształtujących (walców) przeznaczonych do danego rodzaju gwintu. Wysokie koszty walców i czas konieczny na przezbrowanie walcarki wpływają na to, że proces walcowania gwintów znajduje zastosowanie głównie w produkcji seryjnej.

Frezowanie gwintów jest procesem, który stosuje się w przypadku elementów nieobrotowych. Zaletą tej metody jest możliwość nacinania gwintu na elementach charakteryzujących się cienkimi ściankami oraz łatwość wykonania gwintu blisko tak zwanego występu, do dna otworu. Dodatkowe zalety wykorzystania frezowania do nacinania gwintów są następujące:

- jedno narzędzie może służyć do wykonywania gwintów zarówno prawych, jak i lewych,
- możliwość nacinania gwintów o dużej rozpiętości średnicy nominalnej za pomocą jednego narzędzia,

- możliwość uzyskania pełnego zarysu gwintu do dna, w otworach nie-przelotowych,
- nie występują problemy z odprowadzaniem wióra,
- możliwość uzyskania prawidłowego zarysu gwintu w materiałach ulepszanych cieplnie,
- w przypadku uszkodzenia narzędzia i podczas jego wymiany nie dochodzi do uszkodzenia powierzchni obrabianej,
- łatwość dopasowania parametrów obróbki do tolerancji gwintu.

Toczenie gwintu jest najczęściej stosowaną metodą ich wykonywania w przypadku produkcji jednostkowej. Do obróbki gwintów tą metodą konieczne jest wykorzystanie śruby pociągowej tokarki. Przy użyciu tokarki uniwersalnej możliwe jest toczenie wszystkich rodzajów gwintów. Na tokarce można wykonywać obróbkę wstępną gwintu oraz wykańczającą, umożliwiającą uzyskanie odpowiedniej chropowatości powierzchni i tolerancji wymiarowej. Nacinanie gwintu z użyciem tokarki przebiega wieloetapowo, najczęściej w trakcie kilku a nawet kilkunastu przejść noża.

Szlifowanie gwintu jest stosowane jako operacja wykańczająca, której celem jest uzyskanie gwintu o założonej tolerancji i chropowatości powierzchni [147], jeżeli nie jest możliwe osiągnięcie tych parametrów innymi metodami obróbki.

Wygniatanie gwintów jest jednym ze sposobów wykonania gwintu wewnętrznego. W przeciwieństwie do obróbki skrawaniem, wygniatanie jest obróbką bezwiórową. Podczas tego procesu, struktura włókien materiału nie zostaje przerwana. Gwint powstaje poprzez odkształcenie plastyczne materiału obrabianego. Profil narzędzia stopniowo wciska się w materiał obrabiany, co powoduje płynięcie tego materiału, a w efekcie – odkształcenie trwałe. W przypadku wykonywania głębokich gwintów stosuje się wygniataki z rowkami smarowymi. Zalety wygniatania gwintów w porównaniu z obróbką innymi technologiami są następujące:

- możliwość uzyskania małych wartości parametru chropowatości R_a ,
- możliwość wykonywania gwintu o dużej głębokości,
- brak wiórów i konieczności ich usuwania,
- wysoka trwałość narzędzi.

Wadą metody wygniatania jest to, że może być stosowana tylko do wykonywania gwintów w materiałach odkształcalnych plastycznie.

2.1. Materiały na śruby i obróbka

Złącza śrubowe nie mogą być najsłabszym punktem konstrukcji. Powinny mieć one porównywalne lub lepsze właściwości wytrzymałościowe od materiału elementów łączonych. Czynnikiem mającym wpływ na dobór materiału na elementy złączne są, m.in.: odpowiednia wytrzymałość na obciążenia mechaniczne i środowisko chemiczne, odporność na korozję i oddziaływanie temperatury. Istotnym parametrem eksploatacyjnym jest również okres użytkowania. Ponadto, ważnym kryterium doboru technologii obróbki śrub, szczególnie w przypadku stosowania montażu automatycznego, jest kształt łba oraz technologiczność zaprojektowanego węzła, którego śruba jest częścią składową.

Normy [131, 137] zawierają wartości parametrów, którymi powinny charakteryzować się stale odporne na korozję o strukturze austenitycznej, ferrytycznej i martenzytycznej przeznaczone do wyrobu elementów złącznych. Oznaczenie gatunku stali dla elementów złącznych typu A4 odpowiada stali austenitycznej chromowo-niklowo-molibdenowej, np.: X5CrNiMo17-12-2, X2CrNiMo17-12-2, X2CrNiMo18-14-3 (AISI 316 lub 316L). Dla elementów złącznych, właściwości mechaniczne konkretnego wyrobu muszą spełniać wymogi odnośnie klasy wytrzymałości, czyli w tym przypadku A4-80. Oznacza to, że np. śruba wykonana ze stali gatunku X2CrNiMo17-12-2, po obróbce plastycznej na zimno, w trakcie kształtowania musi wykazywać minimalną wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 800$ MPa. Stale o strukturze austenitycznej, zarówno chromowo-niklowe jak i chromowo-niklowo-molibdenowe, umacniają się podczas zgniotu, generowanego w trakcie operacji kształtowania. W wyniku tego zgniotu zwiększa się wartość umownej granicy plastyczności i wytrzymałość na rozciąganie materiału. Z tego względu, w trakcie wytwarzania śrub, obróbka plastyczna na zimno doprowadza do ich umocnienia, przez co zapewnia oczekiwany poziom wytrzymałości elementu.

Stale odporne na korozję, które używane są do produkcji śrub, prętów gwintowanych, nakrętek, podkładek, itp., zawdzięczają tę odporność składowi chemicznemu, tzn. zawartości co najmniej 10,5% masy chromu i zwykle znacznie mniej niż 0,12% masy węgla. Chrom, który jest dodatkiem stopowym do stali, reaguje z tlenem, co skutkuje powstaniem bardzo cienkiej, niewidocznej, trwałej i odpornej na korozję warstwy tlenku chromu. Warstwa ta, powstająca na powierzchni elementu, ma zdolność do samoczynnego odbudowywania się w przypadku jej uszkodzenia przez wpływ jakiegokol-

wiek czynnika zewnętrznego. Dodatkowo, powstała warstwa tlenku chromu ma właściwości pasywne, czyli nie reaguje z substancjami tworzącymi środowisko pracy elementu.

Charakteryzując elementy złączne, oprócz wyrobów specjalnych, zamiast gatunku materiału podaje się klasę właściwości mechanicznych. Z tego powodu producenci śrub mają swobodę w doborze materiału, ponieważ ważne jest jedynie to, aby wyrób końcowy spełniał odpowiednie właściwości mechaniczne, w tym: wytrzymałość na rozciąganie R_m , granicę plastyczności R_e , twardość, udarność, maksymalny poziom odweglenia, itp.

Dla śrub, w tym dwustronnych, w normach [131, 139, 141] podanych jest 10 klas właściwości mechanicznych, identyfikowanych w następujący sposób: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 8.8, 10.9 lub 12.9. Oznaczenie to należy odczytywać jako dwie liczby rozdzielone kropką. Pierwsza z tych liczb stanowi setną część nominalnej wytrzymałości doraźnej na rozciąganie ($0,01 \cdot R_m$) wyrażonej w MPa. Druga – to 10-krotność ilorazu granicy plastyczności R_e i nominalnej wytrzymałości doraźnej na rozciąganie R_m ($10 \cdot \frac{R_e}{R_m}$). Klasy właściwości mechanicznych są podawane dla temperatury normalnej, czyli wynoszącej 293 K.

Normy [131, 139] zawierają opis czterech klas właściwości mechanicznych dla śrub i wkrętów dociskowych, wśród nich znajdują się: 14H, 22H, 33H i 45H. Oznaczenia te nie dotyczą śrub i wkrętów, w których podczas pracy generowane są naprężenia rozciągające. Liczba, występująca w symbolu klasy, oznacza dziesiątą część minimalnej twardości mierzonej sposobem Vickersa [136].

Klasy właściwości mechanicznych nakrętek oznaczane są następującymi liczbami: 4, 5, 6, 8, 10 lub 12 [132, 140]. Liczba występująca w symbolu klasy ma wartość jednej setnej części nominalnej wytrzymałości na rozciąganie R_m śrub i wkrętów, z którymi nakrętki mają współpracować. Dla nakrętek niskich, klasy właściwości mechanicznych oznacza się symbolem 04 lub 05. Pierwsza cyfra oznacza w nim, że dla nakrętek niskich występuje mniejsza niż dla nakrętek zwykłych zdolność przenoszenia obciążenia. Druga cyfra oznacza setną część wartości naprężenia generowanego pod obciążeniem próbnym, np. przy oznaczeniu 04 naprężenie to wynosi 400 MPa, a dla 05 – 500 MPa). Śruby, wkręty i nakrętki powinny być cechowane znakiem producenta i symbolem klasy właściwości mechanicznych.

Cechowanie części jest obowiązkowe dla następujących elementów złącznych [139]:

- śrub z łbem sześciokątnym: od średnicy M5 wykonanych w klasie wytrzymałości 5.6, 8.8, 10.9 lub 12.9,
- śrub dwustronnych: od wymiaru M12, a przy cechowaniu znakami zastępczymi – od wymiaru M6 dla klasy wytrzymałości 8.8, 10.9 oraz 12.9 (odpowiednio kółko, kwadrat, trójkąt),
- pozostałych śrub: od średnicy M5, wykonanych w klasie wytrzymałości 8.8, 10.9 lub 12.9,
- nakrętek o klasie wytrzymałości 05, 8, 10 albo 12.

Nakrętki sześciokątne, wykonane w klasie wytrzymałości 5, 6, 8, 9, 10 lub 12, dopuszcza się cechować znakami zastępczymi w systemie zegarowym [140]. Kropka w tym układzie oznacza położenie wskazówki minutowej na tarczy zegara analogowego o pełnej godzinie, czyli służy do ustawienia nakrętki kropką u góry w celu odczytu klasy. Kreska natomiast oznacza wskazanie godziny (numeru klasy) na tarczy. Wyjątkiem od tej zasady jest oznaczenie klasy 12 dwoma kropkami umieszczonymi tuż obok siebie. Śruby, wkręty i nakrętki z gwintem lewym dodatkowo należy znakować strzałką z grotem zwróconym w kierunku wkręcania śruby (lub nakręcania nakrętki). Dopuszcza się stosowanie znaków zastępczych w postaci litery L lub nacięć na krawędziach sześciokąta [139].

Do wytwarzania elementów złącznych mogą być wykorzystywane różne zestawy materiałów inżynierskich. W dalszej kolejności, w postaci tabel, przedstawiono wartości najważniejszych parametrów, charakteryzujących następujące materiały, przeznaczone do wytwarzania elementów złącznych:

- właściwości mechaniczne śrub i wkrętów, uporządkowane według numeru klasy w kolumnach – tabela 2.1,
- właściwości nakrętek dla coraz większego naprężenia generowanego w materiale śruby pod obciążeniem próbnym S_p – tabela 2.2,
- ogólną charakterystykę stali niestopowych i niskostopowych, wykorzystywanych do wytwarzania wyrobów śrubowych, z podziałem na klasy właściwości mechanicznych – tabela 2.3,
- udział masowy poszczególnych pierwiastków chemicznych wchodzących w skład wybranych gatunków stali austenitycznej chromowo-niklowej, przeznaczonej na wyroby wykonywane ze stali odpornej na korozję i kwasoodpornej – tabela 2.4,
- właściwości mechaniczne śrub i nakrętek wykonanych ze stali stopowych X12CrNiS18-8, X5CrNi19-11 i X5CrNiMo18-10 – tabela 2.5.

Tab. 2.1. Właściwości mechaniczne śrub i wkrętów [131, 139, 141]

Parametr	Klasa właściwości mechanicznych										
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	8.8			
							$d < M16$	$d > M16$	10.9	12.9	
Wytrzymałość na rozciąganie R_m , MPa	nom 300 min 330	400 400	400 420	500 500	500 520	600 600	600	800 800	1000	1200	
HV	min 95 max	120 220	130 220	155 220	160 220	190 250	190	230 300	255 336	310 382	372 434
HB	min 90 max	114 209	124 209	147 209	152 209	181 238	181	219 285	242 319	295 363	353 412
Twardość HRB	min 52 max	67 95	71 95	79 95	82 95	89 99	89				
HRC	min max							20 30	23 34	31 39	38 44
Twardość HV0,3 powierzchni	max							320	356	402	454
Granica plastyczności R_e , MPa	nom 180 min 190	240 240	320 340	300 300	400 420	360 360	480				
Umowna granica plastyczności, MPa	nom min							640 640	640 660	900 940	1080 1100

Tab. 2.2. Właściwości mechaniczne nakrętek [132, 140]

Klasa właściwości mechanicznych nakrętek niskich												
04						05						
Właściwości mechaniczne												
Średnica znamionowa gwintu, mm	powyżej do	Napężenie pod obciążeniem		Twardość		Napężenie pod obciążeniem		Twardość		min	max	
		próbnym S_p , MPa	380	HV	HRC	próbnym S_p , MPa	500	HV	HRC			
Klasa właściwości mechanicznych nakrętek zwykłych												
4												
4	7											
7	10											
10	16											
16	39	510		117	302	30	30	630		146	302	30
8												
6												
4	7	600		150	302	30	30	800		170	302	30
7	10	670		150	302	30	30	810		188	302	30
10	16	680		150	302	30	30	830		188	302	30
16	39	700		150	302	30	30	840		188	302	30
16	39	720		170	302	30	30	920		233	353	38
10												
12												
7	10	1040		272	353	28	38	1150		295	353	31,0
10	16	1040		272	353	28	38	1160		295	353	31,0
16	39	1050		272	353	28	38	1190		295	353	31,0
16	39	1060		272	353	28	38	1200		295	353	31,0

Tab. 2.3. Ogólna charakterystyka stali niestopowych i niskostopowych do wytwarzania elementów złącznych w różnej klasie właściwości mechanicznych [131, 137]

Klasa właściwości mechanicznych	Opis materiału i obróbki	Zawartość, % masy			
		C		P	S
		min	max	max	max
3.6	stal niskowęglowa		0,20	0,050	0,060
4.6	stal niskowęglowa lub średniowęglowa		0,55	0,050	0,060
4.8					
5.6					
5.8	stal niskowęglowa lub średniowęglowa		0,35	0,040	0,050
6.6					
6.8					
8.8	stal niskowęglowa z dodatkiem stopowym (np. B, Mn lub Cr), hartowana i odpuszczana	0,15	0,35	0,040	0,050
	stal średniowęglowa hartowana i odpuszczana	0,25	0,55		
	stal niskowęglowa z dodatkiem stopowym (np. B, Mn lub Cr), hartowana i odpuszczana	0,15	0,35		
	stal średniowęglowa hartowana i odpuszczana	0,25	0,55		
10.9	stal średniowęglowa z dodatkiem stopowym (np. B, Mn lub Cr), hartowana i odpuszczana	0,20	0,55	0,035	0,035
	stal niskostopowa	0,20	0,55		
12.9	stal niskostopowa	0,20	0,50	0,035	0,035

Tab. 2.4. Skład chemiczny stali austenitycznej chromowo-niklowej na wyroby stalowe ze stali odpornej na korozję i kwasoodpornej

			Oznaczenie gatunku stali według [122]		
			X12CrNiS18-8	X5CrNi19-11	X5CrNiMo18-10
Zawartość pierwiastka, % masy	C	max	0,12	0,08	0,06
	Si	min	1,0	1,0	1,0
	Mn	min	2,0	2,0	2,0
	P	max	0,20	0,05	0,05
	S	min	0,15	0,05	0,03
		max	0,35		
	Cr	min	16,0	15,0	16,0
		max	19,0	20,0	18,5
	Mo	min	0,7		2,0
		max			3,0
Ni	min	8,0	8,0	10,0	
	max	10,0	13,0	14,0	

Tab. 2.5. Właściwości mechaniczne śrub i nakrętek wykonanych ze stali X12CrNiS18-8, X5CrNi19-11 i X5CrNiMo18-10 [131, 132, 152]

		Śruby i podkładki			Nakrętki
		Wytrzym. na rozciąganie R_m , MPa	Umowna granica plast., R_{e02} , MPa	Wydłużenie przy zerwaniu	Naprężenie pod obciążeniem próbnym, S_p , MPa
50	< M39	500	210	$0,6 \times d$	500
	< M20	700	450	$0,4 \times d$	700
70	\geq M20	500	250	$0,4 \times d$	500
	< M39				
80	< M20	800	600	$0,3 \times d$	800

2.2. Ochrona połączeń gwintowych przed korozją

Elementy złączne stosowane w budowie maszyn i urządzeń mogą pracować w warunkach korozyjnego oddziaływania środowiska. Połączenia gwintowe stosowane w konstrukcji pojazdów są stale narażone na istotne zmiany

parametrów środowiska w czasie eksploatacji w sposób periodyczny (sezonowo i dobowo) lub dowolny. W obydwu opisanych przypadkach konieczne jest stosowanie połączeń odpowiednio zabezpieczonych przed korozją.

2.2.1. Rodzaje i źródła korozji

Złącza śrubowe najczęściej ulegają korozji atmosferycznej lub galwanicznej. W przypadku korozji atmosferycznej, materiały łącznika gwintowego oraz elementów łączonych ulegają reakcji chemicznej pod wpływem czynników agresywnych znajdujących się w otoczeniu. Podczas korozji galwanicznej, materiał łącznika, w wyniku różnicy potencjałów, reaguje z materiałem elementu łączonego, znajdującego się z nim w bezpośrednim kontakcie. Powstaje wtedy ogniwo galwaniczne, bardziej aktywny z dwóch metali (anoda) ulega erozji i odkłada się na mniej aktywnej katodzie. Im większa jest różnica potencjałów elektrochemicznych poszczególnych par materiałów tym większe jest prawdopodobieństwo wystąpienia korozji. Dla każdego materiału istnieje taki inny materiał, w skojarzeniu z którym kontakt może prowadzić do wystąpienia korozji galwanicznej (C lub D w tabeli 2.6). Dla par oznaczonych literą E, celowe jest antykorozyjne zabezpieczenie śruby.

Tab. 2.6. Zalecenia odnośnie zastosowania różnych kompozycji materiałów, w celu wykonania łącznika i elementów łączonych, ze względu na niebezpieczeństwo wystąpienia korozji galwanicznej [138]

Materiał (osnowa stopu), z którego wykonano powłokę lub element		łącznika					
		Stale					
łączony		Zn	Al	Cu	X5CrNi18-10	X12Cr13	pozostałe
Zn		A	B	C	C	C	B
Al		A	A	C	F	B	B
Cu		D E	D	A	A	B	D
Stale	X5CrNi18-10	D E	D	A	A	A	D
	X12Cr13	D E	D	D	A	A	D
	pozostałe	E	A	C	C	B	A

A – nie występuje korozja kontaktowa na śrubie

B – niegroźna korozja kontaktowa elementów łączonych wywołana materiałem śruby

C – korozja kontaktowa na elementach łączonych powodowana przez materiał śruby

D – korozja kontaktowa śruby spowodowana przez materiał łączonych elementów

E – zalecana dodatkowa obróbka powierzchniowa śruby

F – skojarzenie niezalecane

Główne grupy korozji klasyfikuje się ze względu na stan obciążenia mechanicznego materiału. Nawet przy braku występowania takiego obciążenia elementów maszyn, może wystąpić korozja powierzchniowa lub selektywna [89, 91]. W grupie korozji powierzchniowej wyróżnia się następujące jej typy korozji [138]:

- wżerową,
- szczelinową,
- galwaniczną,
- inicjowaną nierównomiernym napowietrzeniem,
- tworzącą się pod nagarem.

Grupę korozji selektywnej można podzielić ze względu na występowanie następujących typów korozji [91]:

- międzykrystalicznej,
- śródkrystalicznej,
- występującej przy przekroczeniu punktu rosy,
- wywołanej skroplinami,
- spoczynkowej,
- mikrobiologicznej,
- nalotowej,
- polegającej na tworzeniu się zgorzeliny.

W stanie, w którym element maszyny, oprócz oddziaływania środowiska, jest obciążony siłą mechaniczną, może zostać zainicjowana korozja z grupy o charakterze naprężeniowym. W tej grupie, o efekcie w postaci destrukcji materiału decyduje występowanie w tym materiale sił, będących jego odpowiedzią na zewnętrzne obciążenie. Można w niej wyróżnić następujące typy korozji [138]:

- naprężeniową,
- kruchość wodorową stali,
- pękanie korozyjne,
- połączoną z erozją,
- kawitacyjną,
- cierną.

Korozja elektromechaniczna powstaje na skutek działania krótkozwarowych ogniów na styku metalu z elektrolitem. Ogniwa te tworzą się na skutek niejednorodności chemicznej lub fizycznej fazy metalicznej (styk różnych metali, fazy krystaliczne stopu różniące się składem chemicznym, wtrącania faz obcych, lokalne różnice naprężeń, odkształceń i stanu gładkości powierzchni) lub na skutek różnic w stężeniu elektrolitu. Produkty reakcji

elektrochemicznych odkładające się na elektrodach takiego lokalnego ogniw mogą blokować dalszy postęp procesu, co objawia się obniżeniem potencjału katody lub podwyższeniem potencjału anody i jest znane pod nazwą polaryzacji elektrod. Oczywiście, polaryzacja katodowa lub anodowa wpływa hamująco na proces korozji. Przyczyną korozji elektrochemicznej może też być występowanie prądów błędzących, np. prądu stałego z szyn trakcji elektrycznej.

Gwintowane elementy złączne wykonywane są najczęściej ze stali niestopowych, stopowych lub stali odpornych na korozję. Dla wyrobów produkowanych ze stali niestopowych i stopowych, z uwagi na brak ich odporności na wiele typów korozji, konieczne jest stosowanie powłok ochronnych, których wytworzenie może się wiązać z wystąpieniem pewnych, dodatkowych ograniczeń, takich jak [89]:

- śruby z pokryciem galwanicznym posiadają ograniczone zastosowanie z powodu niższej maksymalnej temperatury pracy,
- wzrost kruchości pod wpływem występowania wodoru w stali, który jest problemem nieodłącznie związanym z wykorzystaniem metod pokrywania galwanicznego,
- występowanie kontaktu elementów wykonanych z różnych materiałów, które charakteryzują się różnym potencjałem elektrochemicznym, co może powodować korozję galwaniczną.

Szkodliwy wodór, wnikający do stali, może być przyczyną późniejszej utraty plastyczności lub powstawania pęknięć, nawet przy normalnym obciążeniu konstrukcyjnym. Zjawisko kruchości wodorowej dotyczy śrub o klasie wytrzymałości co najmniej 10.9 ($R_m = 1000$ MPa) [72], a więc wyrobów o dużej wytrzymałości na rozciąganie, dużej twardości lub utwardzonych powierzchniowo. Procesem obróbki cieplnej, który zmniejsza zawartość szkodliwego wodoru w stali podczas nakładania powłok galwanicznych jest zabieg „odwodorowania” przez wygrzewanie. Rozpoczyna się ono nie później niż jedną godzinę po zakończeniu nakładania powłoki elektrolitycznej ale przed chromianowaniem. Szkodliwy wodór wnika do stali, między innymi podczas takich procesów jak:

- galwaniczna obróbka powierzchniowa (np. cynkowanie),
- trawienie,
- czyszczenie w roztworach kwasów, przeprowadzane na wstępie obróbki galwanicznej,
- fosforanowanie,
- nawęglanie w atmosferze gazowej.

Alternatywą dla tych zabiegów jest wykonywanie powłok metalicznych osadzanych metodami nieelektrolitycznymi. Charakteryzują się one tym, że podczas procesu powlekania nie wydziela się wodór. W efekcie, procesy te nie wpływają na powstawanie negatywnego zjawiska kruchości wodorowej, przez co opóźniają pękanie stali i zwiększają jej trwałość. Procedura wykonywania badań, w celu wyznaczenia kruchości wodorowej, zamieszczona jest w normie [127].

Użycie stali stopowych do wytwarzania części maszyn wiąże się z takimi korzyściami, że zwykle nie jest dla tych materiałów konieczne nakładanie powłok ochronnych oraz mają duży zakres temperatury pracy, większy niż stale niestopowe. Dodatkowo, w kontekście ochrony elementów przed korozją, wykonanie złącza ze stali stopowej nie wiąże się z niebezpieczeństwem powstania kruchości wodorowej podczas obróbki galwanicznej.

2.2.2. Powłoki antykorozyjne

Powłoka chemiczna jest powłoką z metalu lub stopu wytworzoną w wyniku redukcji chemicznej. Najczęściej stosowanym reduktorem jest podfosforyn sodu ($\text{NaH}_2\text{PO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$), a najczęściej osadzaną powłoką – powłoka niklowa. Powłoka konwersyjna z kolei jest powłoką niemetalową, wytwarzaną na powierzchni metalu w wyniku obróbki chemicznej lub elektrochemicznej, stanowiącą dodatkową warstwę, w skład której wchodzi związek metalu. Takimi powłokami są, np.: powłoki chromianowe na cynku, kadmie, srebrze oraz powłoki tlenkowe na stali. Poza zwiększeniem grubości powłoki, w celu zwiększenia ochrony przed korozją, powłoki ochronne chromianuje się konwersyjnie (zabieg pasywacji). Pasywowanie stosuje się również w celach dekoracyjnych. Biorąc pod uwagę barwę otrzymanych powłok chromianowych, należy stwierdzić, że powłoki o barwie złocisto-żółtej wykazują znacznie większą odporność na korozję niż powłoki jasne. Bezbarwne powłoki chromianowane mają małą odporność na ścieranie, co jest ich poważną wadą. Dotyczy to szczególnie powłok grubszych, np. o barwie czarnej. Po wysuszeniu, odporność na ścieranie powłok chromianowych istotnie zwiększa się [75]. Klasyfikację antykorozyjnych powłok stosowanych dla śrub zestawiono w tabeli 2.7.

Powłoka galwaniczna jest to powłoka elektrolityczna z metalu lub stopu nałożona na inny metal lub stop. Powstaje ona w wyniku redukcji prądem elektrycznym (na katodzie) jonów metali do metalu. W grupie powłok galwanicznych można wyróżnić powłokę anodową i katodową. Powłoka anodowa jest wytwarzana z metalu, który w określonym środowisku korozyjnym

jest mniej szlachetny niż metal podłoża, a więc jego potencjał elektrochemiczny jest bardziej ujemny niż potencjał metalu chronionego. Powłoka taka chroni metal podłoża nie tylko w sposób mechaniczny, lecz i elektrochemiczny. Powłoki anodowe wykonywane są najczęściej z cynku i kadmu. Powłoka katodowa natomiast jest wykonywana z metalu, który w określonym środowisku korozyjnym jest bardziej szlachetny niż chroniony metal, a więc charakteryzuje się potencjałem elektrodowym (względem normalnej elektrody kalomelowej) bardziej dodatnim niż potencjał chronionego metalu. Powłoka chroni metal tylko mechanicznie a ponadto zapewnia ochronę tylko wówczas, gdy jest całkowicie szczelna. Ochronę katodową pełnią najczęściej powłoki z miedzi, niklu, chromu i cyny [75].

Tab. 2.7. Powłoki najczęściej wykonywane na elementach złącznych [133]

Grupa powłok	Metoda nakładania	Rodzaj powłoki
metalowe	metalizacja na gorąco	cynkowanie ogniowe
	galwaniczna	cynkowanie
		kadmowanie
		niklowanie
		chromowanie
chemiczna	czernienie stali odpornych na korozję	
zanurzeniowa	Dacromet	
	Delta Tone (Delta Seal)	
	Altraseal	
mechaniczna	powlekanie mechaniczne (ang. plating)	
niemetalowe	organiczna i nieorganiczna	lakierowanie
		Xylan (powłoka z PTFE)
		Polyseal (żywice epoksydowe)
		czernienie termiczne
		oksydowanie
		fosforanowanie
anodowanie		

Tab. 2.8. Przykłady symboli oznaczeń metalu powłoki w systemie kodowania powłok galwanicznych [126, 135]

Charakterystyka metalu powłoki		
Kod oznaczenia	Symbol powłoki	Nazwa powłoki
A	Zn	cynkowa
B	Cd	kadmowa
C	Cu	miedziowa
D	CuZn	mosiądzowa
E	Ni b	niklowa
F	Ni bCr r	niklowo-chromowa
G	CuNi b	miedziwo-niklowa
H	CuNi bCr r	miedziwo-niklowo-chromowa
J	Sn	cynowa
K	CuSn	miedziwo-cynowa
L	Ag	srebrowa
N	CuAg	miedziowo-srebrowa

Tab. 2.9. Grubość powłok w systemie kodowym oznaczania powłok galwanicznych według [126, 135]

Kod oznaczenia powłoki	Grubość powłoki, μm	
	jednowarstwowej	dwuwarstwowej
0	0	
1	3	
2	5	2 ÷ 3
3	8	3 ÷ 5
4	12	4 ÷ 8
5	15	5 ÷ 10
6	20	8 ÷ 12
7	25	10 ÷ 15
8	30	12 ÷ 18
9	10	4 ÷ 6

Do oznaczania typu powłoki galwanicznej na częściach gwintowanych używa się systemu kodowego, który składa się z trzech symboli:

- pierwszy z nich oznacza rodzaj materiału powłoki, dla którego przykładowe kody zamieszczono w tabeli 2.8,
- kolejnym symbolem oznacza się minimalną grubość powłoki (tab. 2.9),
- jako ostatni podaje się oznaczenie kodowe polysku i sposobu przeprowadzonej obróbki wykańczającej (tab. 2.10).

Tab. 2.10. Wykończenie i pasywacja (chromianowanie) w systemie kodowym oznaczania powłok galwanicznych według [126, 135]

Oznaczenie	Stan wykończenia	Typowa barwa powłoki chromianowej*
A	matowe	bezbarwna
B		niebieskawa do niebieskiej opalizującej [†]
C		żółtawa do żółtobrazowej, opalizująca
D		jasnoosliwkowa do oliwkowobrazowej
E	półbłyszczące	bezbarwna
F		niebieskawa do niebieskiej opalizującej [†]
G		żółtawa do żółtobrazowej, opalizująca
H		jasnoosliwkowa do oliwkowobrazowej
J	błyszczące	bezbarwna
K		niebieskawa do niebieskiej opalizującej [†]
L		żółtawa do żółtobrazowej, opalizująca
M		jasnoosliwkowa do oliwkowobrazowej
N	wysokobłyszczące	bezbarwna
P	dowolne	podobna do B lub C lub D
R	matowe	brązowoczarna do czarnej
S	półbłyszczące	brązowoczarna do czarnej
T	błyszczące	brązowoczarna do czarnej

* – pasywacja jest możliwa tylko na powłokach cynkowych i kadmowych

† – właściwość dotyczy tylko powłoki cynkowej

Innego podziału powłok można dokonać ze względu na to, jaki jest główny cel nakładania powłoki. Można wyróżnić powłoki ochronne oraz ochronno-dekoracyjne. Jako typowe powłoki ochronne na powierzchni stalowej stosowane są głównie powłoki anodowe, do których należą powłoki cynkowe i kadmowe. Rzadziej stosowane są ochronne powłoki niklowe, miedziowe, cynowe oraz niektóre powłoki stopowe. Powłoki ochronno-dekoracyjne zaś, w podobnym stopniu spełniają obydwie wymienione funkcje.

Typowymi i najbardziej rozpowszechnionymi powłokami ochronno-dekoracyjnymi są powłoki wielowarstwowe (systemy powłokowe) niklowo-chromowe, miedziowo-niklowe i miedziowo-niklowo-chromowe, o różnych kombinacjach sekwencji warstw składających się na system. Zasadniczą ochronę przed korozją w tych systemach powłokowych spełniają warstwy niklu. Ze względu na katodowy charakter powłok niklowych oraz podwarstw miedzi,

w relacji do właściwości metalu podłoża (stali), dla zapewnienia dostatecznej ochrony w bardziej agresywnych środowiskach wymagane jest nakładanie odpowiednio szczelnych, a tym bardziej grubych powłok – o grubości 25 μm i większej [36]. Powłoki niklowe na stali lub miedzi i jej stopach oraz dwuwarstwowe powłoki miedziowo-niklowe na stali, bez zewnętrznej warstwy chromu, mogą być stosowane jedynie w łagodnych warunkach korozyjnych (patrz tabela 2.6).

2.2.3. Charakterystyka wybranych powłok

Niezależnie od gatunku materiału, z którego wykonana jest śruba, na jej powierzchnię można nanosić powłoki. Powłoki charakteryzują się tym, że nie mają na celu zmiany składu chemicznego istniejącej powierzchni materiału lecz tworzą nową powierzchnię, przez co zmieniają się parametry geometryczne śruby. Wymiary gwintu i stan powierzchni śruby są kształtowane w wyniku nakładania powłoki. Kontakt śruby ze środowiskiem pracy następuje poprzez tę powłokę, dlatego o odporności łącznika na warunki eksploatacji decydują jej chemiczne i geometryczne właściwości. W dalszej kolejności przedstawiono antykorozyjną charakterystykę powłok najczęściej nakładanych na powierzchnię śrub a także elementy technologii ich wytwarzania.

2.2.3.1. Powłoka cynkowa

Powłoka cynkowa jest najczęściej wytwarzaną. Cynk jest materiałem protektorowym, a jego położenie na skali elektrodynamicznej umożliwia zastosowanie go jako dodatkowej ochrony stali przed korozją. Wadą powłoki cynkowej jest to, że ze wzrostem jej grubości zwiększają się trudności z usunięciem wodoru. Przestrzeganie procedury nakładania galwanicznego zalecanego przez normę [133] zmniejsza ryzyko wystąpienia kruchości wodorowej w elementach złącznych i śrubowych tylko tych, które są wykonywane co najmniej w klasie wytrzymałości 10.9. W pozostałych łącznikach zaleca się nakładanie tej powłoki tylko metodami innymi niż galwaniczna (patrz tabela 2.7), np.: Delta Tone, Dacromet lub metodą ogniową [151, 46]. Dla elementów złącznych sprężystych, np. podkładek, zalecane jest nakładanie powłok metalicznych metodą mechaniczną. Wartość ochronna i trwałość eksploatacyjna cynkowej powłoki ochronnej istotnie zależy od jej grubości.

Zalecenia odnośnie wymaganej grubości powłoki cynkowej, opracowane na podstawie normy [133], dotyczą następujących warunków użytkowania:

- bardzo lekkich, występujących w przypadku eksploatacji elementu w pomieszczeniach, bez narażenia na kondensację pary wodnej, zużycie i ścieranie – 3 μm ,
- lekkich, jak dla wyrobów z drutu, gdzie eksploatacja zachodzi w pomieszczeniach ze sporadyczną kondensacją pary wodnej i narażeniem na minimalne zużycie i ścieranie – 5 μm ,
- umiarkowanych, odpowiednich dla narzędzi, dla których eksploatacja ma miejsce w suchych pomieszczeniach lecz ze sporadycznym narażeniem na kondensację pary wodnej, zużycie i ścieranie – 8 μm ,
- ciężkich, dotyczących eksploatacji w suchych pomieszczeniach lecz ze sporadycznym narażeniem na kondensację pary wodnej, pot, niezbyt częsty deszcz i środki czyszczące, np. osprzęt okienny, okucia budowlane, części rowerów – 12 μm ,
- bardzo ciężkich, w przypadku eksploatacji z narażeniem na surowe warunki z częstym działaniem wilgoci, środków czyszczących, roztworów soli, oraz dodatkowo z prawdopodobieństwem uszkodzenia przez wgniecenie, wyszczerbienie, zadrapanie i zużycie przez ścieranie, np. armatura wodociągowa i osprzęt słupów elektrycznych – 25 μm .

2.2.3.2. Powłoka chromianowa

W wyrobach przemysłu motoryzacyjnego, szczególnie w odniesieniu do dekoracyjnych łączników gwintowych, powszechnie stosowane są powłoki ochronne zawierające chrom (patrz str. 78). Należą one do grupy powłok konwersyjnych (pasywnych). Biorąc pod uwagę barwę otrzymywanych powłok chromianowych należy stwierdzić, że powłoki o barwie złocisto-żółtej wykazują znacznie większą odporność na korozję niż powłoki jasne (tab. 2.10). Bezbarwne powłoki chromianowane mają małą odporność na ścieranie, co jest ich poważną wadą ograniczającą możliwości eksploatacyjnego wykorzystania. Dotyczy to szczególnie powłok grubszych, które mają barwę brązowoczną lub czarną [87]. Powierzchnia powłoki chromowej jest mikrospełkana (może zawierać do 1000 mikrospełkań na jeden cm wymiaru liniowego), co umożliwia wnikanie w nią czynnika smarnego i zwiększanie w ten sposób odporności korozyjnej [135].

2.2.3.3. Powłoka miedziowa

Miedziowanie łączników gwintowych jest metodą powszechnie stosowaną w technologiach lotniczych. Po czasie minimum 2h, mierzonym od zakoń-

czenia galwanizacji, elementy z naniesioną powłoką miedziową muszą być wygrzewane w temperaturze 463 K przez około 23 h [52, 85]. Przeprowadzenie tego wygrzewania jest konieczne w celu uniknięcia wystąpienia zjawiska kruchości wodorowej [133].

2.2.3.4. Powłoka niklowa

Pokrywanie niklem jest jedną z najstarszych metod ochrony przed korozją. Niekiedy zabieg ten jest poprzedzany wstępną kąpielą elementu w miedzi. Niklowanie jest bardziej kosztowne niż kadmowanie lub pokrycie cynkiem i podobnie jak miedziowanie, także musi być zakończone wygrzewaniem mającym na celu zapobieżenie kruchości wodorowej. Powłoki niklowe te mogą być wykorzystywane do zabezpieczania przed korozją elementów maszyn eksploatowanych w temperaturze do 866 K [107].

2.2.3.5. Wytwarzanie jonowej powłoki aluminiowej

Próżniowe jonowe powlekanie aluminium (ang. Ion-Vapor Deposited Aluminium) jest metodą opracowaną przez firmę McDonnell-Douglas dla potrzeb lotnictwa [6, 53]. Powłoka ta coraz częściej stosowana jest jako zastępująca powłokę kadmową ze względu na jej następujące zalety w porównaniu z tą ostatnią:

- nie wywołuje zjawiska kruchości wodorowej,
- izoluje od korozji galwanicznej, w przypadku występowania styku z innymi materiałami,
- możliwe jest jej stosowanie do temperatury 769 K,
- w procesie technologicznym nie powstają toksyczne odpady.

Główną wadą technologii wytwarzania powłoki aluminiowej przy wykorzystaniu zjonizowanego strumienia jest konieczność stosowania specjalnych komór próżniowych podczas procesu jej nakładania.

2.2.3.6. Powłoka fosforanowa

Technologia nakładania powłoki fosforanowej na stali polega na tym, że elementy z oczyszczoną powierzchnią zanurza się w kąpeli rozcieńczonego roztworu kwasu fosforanowego. Reakcja chemiczna formuje powłokę o słabych parametrach ochronnych posiadającą dodatkowo krystaliczny fosfor. Powłoki te mogą być zanurzone w oleju lub w wosku w celu polepszenia ich właściwości ochrony przed korozją [14, 27].

2.2.3.7. Powlekanie dyfuzyjne niklowo-kadmowe

Proces nakładania powłoki niklowo-kadmowej wykorzystywany jest głównie w przemyśle lotniczym w celu zwiększenia zakresu temperatury pracy powłok kadmowych. Gruba powłoka niklowa jest nakładana na podkładową powłokę kadmową a następnie wygrzewana przez około 1 godzinę w temperaturze 613 K. W rezultacie, otrzymuje się powłokę dwuwarstwową (system powłokowy), która może pracować w temperaturze do 810 K [33].

2.2.3.8. Powłoka ochronna Dacromet

Dacromet jest cienką, nieelektrolityczną powłoką na bazie wody, służącą do zabezpieczenia antykorozyjnego elementów wykonanych ze stali. Wielofazowa struktura tej powłoki zawiera płatki cynku i aluminium w chromowym lepisczku oraz integralny środek zwilżający. Ma ona barwę srebrzystą, metaliczną. Nakładanie tej powłoki (popularnie nazywane dakrometyzowaniem) jest procesem, w którym stosuje się dyspersję wodną przez zanurzenie lub nakładanie warstwy natryskowo, co niemal zupełnie wyklucza ryzyko wystąpienia korozji wodorowej. Powłoka jest pasywowana podczas wytwarzania i zapewnia wysoką odporność na korozję. Używanie materiału Dacromet 500® jest zalecane dla takich elementów, których zabezpieczenie przed korozją istotnie wpływa na bezpieczeństwo eksploatacji konstrukcji pojazdów. Jest to możliwe dlatego, że powłoka spełnia wszystkie wymagania techniczne producentów samochodów z zakresu zabezpieczeń antykorozyjnych części mechanicznych [151]. Może być ona także stosowana do zabezpieczenia elementów wytwarzanych dla potrzeb różnych działów gospodarki narodowej, takich jak: przemysł, budownictwo i transport.

2.2.3.9. Powłoka Geomet

Ze względu na zapis art. 4 ust. 2 lit. a) dyrektywy [156], według której państwa członkowskie zakazują stosowania między innymi sześciowartościowego chromu w materiałach i częściach pojazdów wprowadzonych do obrotu po dniu 1 lipca 2003 r., została opracowana powłoka Geomet, która jest alternatywą dla powłoki Dacromet [22]. W materiale Geomet są wykorzystywane ochronne właściwości cynku i aluminium, a w swym składzie nie zawiera ona chromu. Powłoka ta charakteryzuje się jednolitą szarą barwą, metalicznym i półmatowym stanem wykończenia.

Istnieje możliwość nakładania powłok o różnej grubości, skutkiem czego jest różna odporność korozyjna powłok, mająca odzwierciedlenie w ich literowym oznaczeniu:

- A – ma grubość $(5 \div 8) \mu\text{m}$ i nominalną odporność na ekspozycję środowiska korozyjnego przez czas 600 godzin,
- B – charakteryzuje się grubością $(8 \div 10) \mu\text{m}$ i odpornością na warunki korozyjne przez czas nie krótszy niż 1000 godzin.

Powłoka o oznaczeniu Geomet 500[®] w wersji z dodatkiem środka smarnego pozwala na zmniejszenie współczynnika tarcia ślizgowego do wartości $(0,12 \div 0,18)$. Powłoki z grupy Geomet charakteryzują się następującymi właściwościami [157]:

- nie powodują kruchości wodorowej,
- spełniają wymogi wszystkich specyfikacji przemysłu samochodowego dla ochrony przed korozją części mechanicznych,
- są odporne na motoryzacyjne płyny eksploatacyjne, takie jak: olej silnikowy, organiczne rozpuszczalniki, płyny układu chłodzenia, płyn hamulcowy oraz stosowane do standardowych testów paliwa, które nie powodują zmiany właściwości powłoki,
- przewodzą prąd elektryczny,
- charakteryzują się żaroodpornością.

Pomimo tych niewątpliwych zalet, powłok Geomet nie należy stosować na częściach, które [157]:

- współpracują lub łączą się ze elementami wykonanymi ze stali odpornych na korozję, stopami na bazie miedzi lub innymi metalami, które mają skłonność do tworzenia z cynkiem ognisk korozji (tab. 2.6),
- wykonane są z takich materiałów, dla których od temperatury 723 K może zachodzić niebezpieczeństwo pogorszenia ich właściwości użytkowych.

2.2.3.10. Pasywacja i wstępna oksydacja

Łączniki ze stali stopowej mogą powodować galwaniczną korozję, chyba, że są pasywne lub pokryły się tlenkami przed skojarzeniem połączenia. Pasywacja jest wykonywana jako ochronna powłoka tlenkowa w wyniku krótkotrwałego kontaktu łącznika z kwasem. Powłoka taka jest niemal obojętna. Wstępna oksydacja, której celem jest wytworzenie powłoki ochronnej, jest prowadzona przez ogrzewanie płomieniowe w temperaturze 977 K. Otrzymuje się tym sposobem cienką powłokę, która jest jednak wystarczająca do tego, aby zapobiegła zacieraniu się połączenia gwintowego w wyniku galwa-

nicznej korozji czarnej. Właściwości łącznika, wykonanego ze stali kwasoodpornej, na który naniesiono powłokę tlenkową są następujące [56, 78]:

- odporność korozyjna powierzchni czernionych nie ustępuje odporności korozyjnej powierzchni pasywowanych w kwasie azotowym,
- czarna powłoka tlenkowa jest odporna na wysoką temperaturę (w powietrzu do 1140 K),
- warstwa ciemnych tlenków na powierzchni stali jest cienka i elastyczna a jednocześnie twarda, przez co jest odporna na zarysowania i nie odpryskuje przy uderzeniu i w kontakcie z narzędziami,
- w ograniczonym zakresie możliwe jest odkształcenie plastyczne elementu bez uszkodzenia powłoki,
- wyroby ze stali kwasoodpornej gatunku X5CrNi19-11 i X5CrNiMo18-10 barwione są na czarno metodą oksydowania chemicznego w stopionych solach. Pasywację prowadzi się w temperaturze z zakresu (673÷723) K, przy której nie zmieniają się właściwości wytrzymałościowe elementów umocnionych przez obróbkę plastyczną na zimno (nie zachodzi rekrytalizacja), a po czernieniu – wyroby są pokrywane warstwą twardego wosku.

2.2.3.11. Powłoki preaplikowane

Powłoki preaplikowane są to kompozycje związków akrylowych, nakładane na elementy gwintowe a następnie suszone. Po wysuszeniu tworzą one suchą w dotyku i nieaktywną chemicznie powłokę. Po montażu tak przygotowanych elementów, powłoki tego typu zapewniają dużą szczelność. Elementy pokryte powłokami preaplikowanymi można magazynować nawet przez kilka lat. Tego typu powłoki stosowane są głównie do zabezpieczenia śrub o wymiarze z zakresu M5÷M12.

Właściwości powłok preaplikowanych silnie zależą od ich barwy, co determinuje ich zastosowanie według następującego schematu [41]:

- różowo-czerwona – najpopularniejsza powłoka stosowana do śrub o wymiarze z zakresu M5÷M12,
- zielona – zalecana do gwintów drobnozwojnych i śrub o małych wymiarach,
- żółta – dla śrub przeznaczonych do pracy w podwyższonej temperaturze.

2.3. Tolerowanie połączeń gwintowych

Układ tolerancji gwintów metrycznych ogólnego przeznaczenia zawarty w normach [134, 146, 147], opiera się na tolerancjach dwóch średnic: średnicy podziałowej d_2 i wierzchołkowej d . Należy zauważyć, że średnica wierzchołkowa d występuje w literaturze także pod nazwą średnicy zewnętrznej lub znamionowej. Tolerancja średnicy wierzchołkowej danego gwintu zależy, oprócz klasy gwintu, jedynie od podziałki. Tolerancja średnicy podziałowej gwintu wynika z szeregu tolerancji oraz wartości podziałki P i średnicy znamionowej d . Położenie pola tolerancji oznacza się za pomocą litery. Dużej litery używa się dla gwintu wewnętrznego, a małej – dla gwintu zewnętrznego. Odchyłki podstawowe oznacza się następującymi literami, odnoszącymi się do gwintu: wewnętrznego – G, H; zewnętrznego – e, f, g, h.

W gwintach ogólnego przeznaczenia, jedynie średnice gwintu są tolerowane bezpośrednio. Tolerancje podziałki P i kąta zarysu α_t nie ustala się bezpośrednio, ale rzeczywisty zarys gwintu powinien mieścić się w polu tolerancji na założonej długości skręcenia. Przyjęto trzy znormalizowane długości skręcenia, oznaczane w następujący sposób: S – mała, N – średnia, L – duża. Wybrane wartości skręcenia zestawiono w tabeli 2.11.

Tab. 2.11. Długości skręcenia gwintów o różnej średnicy [146, 147]

Średnica		Podziałka P , mm	Długość skręcenia, mm			
wierzchołkowa d , mm			S	N		L
powyżej	do		do	powyżej	do	powyżej
5,6	11,2	0,75		2,4		7,1
		1,00		3,0		9,0
		1,25		4,0		12,0
		1,50		5,0		15,0
11,2	22,4	1,00		3,8		11,0
		1,25		4,5		13,0
		1,50		5,6		16,0
		1,75		6,0		18,0
		2,00		8,0		24,0
		2,50		10,0		30,0

Wielkość pola tolerancji zależy od klasy gwintu. Rozróżnia się klasę średniokładną, dokładną i zgrubną. Zalecane pola tolerancji gwintów wewnętrznych dla poszczególnych klas zawarto w tabeli 2.12, a dla gwintów

zewnętrznych – w tabeli 2.13. Wyróżniono symbole pól tolerancji przeznaczone do gwintów wykonywanych dla powszechnie stosowanych części złącznych oraz pola tolerancji niezalecane. Nie podano ogólnych zaleceń dotyczących kojarzenia pól tolerancji gwintu wewnętrznego i zewnętrznego, określających pasowanie gwintowe. Zwykle, gdy części są obrobione na gotowo, powinno się uzyskać jedną z kombinacji pasowań: H/g lub H/h lub G/h. W przypadku braku sprecyzowanych wymagań, wymiary graniczne gwintu zewnętrznego, po pokryciu go powłoką galwaniczną, nie powinny przekraczać zarysu podstawowego, co odpowiada położeniu pola tolerancji h. Pełne oznaczenie gwintu powinno zawierać kody charakteryzujące wymiar samego gwintu oraz pól tolerancji średnic: podziałowej i wierzchołkowej.

Tab. 2.12. Zalecane pola tolerancji gwintów wewnętrznych [146, 147]

Klasa gwintu	Położenie pola tolerancji					
	G			H		
	Długość skrócenia według tabeli 2.11					
	S	N	L	S	N	L
dokładna				4H	5H	6H
średniodokładna	5G [†]	6G*	7G [†]	5H*	6H*	7H*
zgrubna		7G [†]	8G [†]		7H	8H

* – zalecane do gwintów powszechnie stosowanych w częściach maszyn

† – niezalecane

Tab. 2.13. Zalecane pola tolerancji gwintów zewnętrznych [146, 147]

Klasa gwintu	Położenie pola tolerancji								
	e		f		g		h		
	Długość skrócenia według tabeli 2.11								
	N	L	N	S	N	L	S	N	L
dokładna					4g [†]	5g [†]	3h [†]	4h*	5h [†]
średniodokładna	6e*	7e [†]	6f*	5g [†]	6g*	7g [†]	5h [†]	6h	7h
zgrubna	8e [†]	9e [†]			8g	9g [†]			

* – zalecane do gwintów powszechnie stosowanych w częściach maszyn

† – niezalecane

Następujące symbole są przykładami poprawnego oznaczenia gwintu:

- M6-6G – gwint wewnętrzny jednokrotny zwykły klasy średnio dokładnej, gdzie: liczba 6 oznacza średnicę znamionową D w mm, znormalizowana podziałka dla śruby M6 wynosi $P = 1,0$ mm, 6G – pole tolerancji średnicy podziałowej i średnicy rdzenia gwintu;
- M10×1,25-4H5H – gwint jednokrotny wewnętrzny drobnoswojny klasy dokładnej, gdzie: 10 oznacza średnicę znamionową D w mm, 1,25 – podziałkę w mm, 4H – pole tolerancji średnicy podziałowej D_2 , 5H – pole tolerancji średnicy wewnętrznej D_3 .

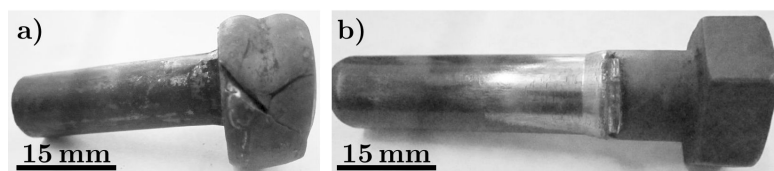
W przypadku opisu gwintów lewozwojnych, oznaczenie gwintu należy rozszerzyć o litery LH. Oznaczenie M20-8g-LH dotyczy gwintu zewnętrznego jednokrotnego zwykłego lewozwojnego klasy zgrubnej, gdzie: 20 – to średnica znamionowa d w mm, 2,5 – podziałka P w mm, 8g – pole tolerancji średnicy zewnętrznej i podziałowej. Gwinty metryczne wielokrotne oznaczają się literami Ph i wartością skoku P_0 oraz literą P i wartością podziałki P . Oznaczenie M27×Ph9P3-6f dotyczy gwintu zewnętrznego trzykrotnego klasy średnio dokładnej, gdzie: 27 – to średnica znamionowa d w mm, 9 – skok gwintu w mm, 3 – podziałka w mm, 6f – pole tolerancji średnicy zewnętrznej (wierzchołkowej) d i podziałowej d_2 . Poprawne jest również oznaczenie tego gwintu jako: M27×Ph9P3 (trzykrotny) 6f, choć ze względu na użyte w nawiasie polskie słowo – należałoby go unikać.

Oznaczenie grupy długości skręcenia „małej” S i „dużej” L dodaje się do kodu pola tolerancji, po oddzielającej kresce poziomej, np. M8-7H-S. Jeżeli to oznaczenie pominięto, czyli brak liter S lub L, to taki kod odpowiada długości skręcenia „średniej” N. Pasowanie części gwintowanych oznacza się polem tolerancji gwintu wewnętrznego i polem tolerancji gwintu zewnętrznego, które są rozdzielone ukośną kreską, np. M30×2-6H/6g dotyczy pasowania gwintów, wewnętrznego z zewnętrznym, jednokrotnych drobnoswojnych klasy średnio dokładnej, gdzie: 30 – to średnica znamionowa d w mm, 2 – podziałka P w mm, 6H – pole tolerancji średnicy podziałowej D_2 i wewnętrznej D gwintu wewnętrznego, 6g – pole tolerancji średnicy wierzchołkowej d i podziałowej d_2 gwintu zewnętrznego. Jeżeli pominięto oznaczenie pola tolerancji gwintu, wówczas oznacza to klasę wykonania średnio-dokładną oraz następujące pola tolerancji, w przypadku gwintu:

- wewnętrznego: 5H dla gwintów do M14 włącznie i 6H dla gwintów M16 i większych,
- zewnętrznego: 6h dla gwintów do M14 włącznie i 6g dla gwintów M16 i większych.

2.4. Badania wad materiałowych i geometrycznych

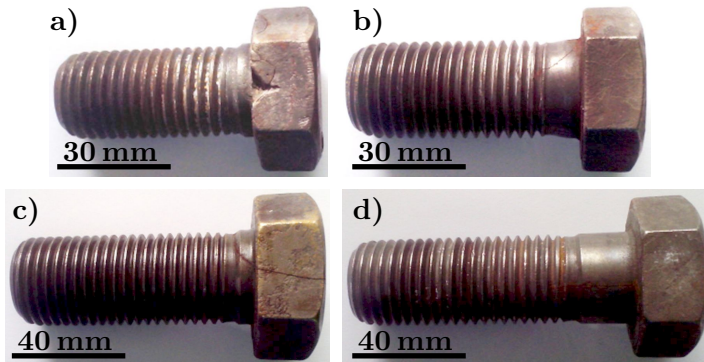
W tym podrozdziale przedstawiono ocenę defektów śrub, które wystąpiły w czasie procesu produkcyjnego. Określono, na jakim etapie technologicznym powstały obserwowane wady oraz jaki był mechanizm ich powstawania. Ponadto, poddano ocenie stan makrostruktury i mikrostruktury elementów złącznych celem identyfikacji składników strukturalnych, wtrąceń niemetalicznych oraz innych wad technologicznych. Przedmiotem badań były śruby z łbem sześciokątnym z gwintem na części długości, wykonane zgodnie z normami [118, 119], oraz śruby z łbem sześciokątnym z gwintem na całej długości trzpienia, wykonane według normy [120]. Badaniom poddano półfabrykaty, pochodzące z dwóch początkowych etapów produkcji – rysunek 2.1 oraz gotowe wyroby – rysunki 2.2 i 2.3. Śruby z gwintem calowym (rys. 2.2) były wykonane ze stali konstrukcyjnej niskostopowej do ulepszenia cieplnego o znaku 34CrNiMo6. Śruby z gwintem metrycznym (rys. 2.3) zostały wykonane z różnych stali stopowych, przeznaczonych do ulepszenia cieplnego.



Rys. 2.1. Wady półfabrykatów do produkcji śrub: a) półfabrykat po operacji spęczania łba, b) odkuwka śruby M22×100 z łbem sześciokątnym



Rys. 2.2. Przykłady wad śrub z gwintem calowym wykonanym na części długości trzpienia: a) $1\frac{3}{4}''$; b) – d) $\frac{7}{8}''$



Rys. 2.3. Przykłady wad ujawnionych w materiale śrub z gwintem metrycznym: a) M30×65; b) M32×75; c) M39×100-12.9; d) M36×110-12.9. Śruby a) i b) wykonano ze stali 42CrMo4, a pozostałe – ze stali 30CrNiMo8 i ulepszano cieplnie

2.4.1. Metodyka badań defektoskopowych i metalograficznych

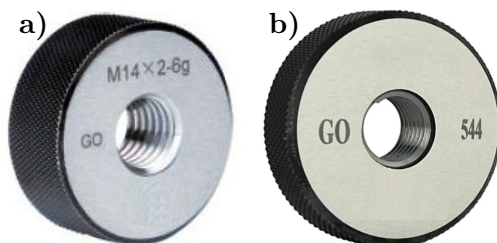
W celu zlokalizowania miejsc uszkodzeń występujących w śrubach i zidentyfikowania wad technologicznych, które były przyczyną ich powstania, wykorzystano następujące metody badawcze:

- wizualne oraz metalograficzne makroskopowe,
- penetracyjne wad powierzchniowych,
- defektoskopowe nieniszczące,
- metalograficzne mikroskopowe.

Badania wizualne elementów złącznych wykonano zgodnie z normą [124]. Obejmowały one kontrolę wstępną, czyli ocenę powierzchni śrub, zapoznanie się dokumentacją dotyczącą technologii wytwarzania, wymagań jakościowych oraz najczęściej występującymi wadami materiału, wykrywanymi przy produkcji. Wyposażenie stanowiska do badań wizualnych stanowiły uniwersalne przyrządy pomiarowe oraz sprawdziany pierścieniowe do gwintów (rys. 2.4) o klasie tolerancji 6g. Badania metalograficzne makroskopowe przeprowadzono z użyciem mikroskopu stereoskopowego Nikon SMZ 1500.

Na podstawie wyników, uzyskanych podczas badań składu chemicznego, potwierdzono że śruby (rys. 2.2) wykonane zostały ze stali konstrukcyjnej stopowej do ulepszania cieplnego gatunku 34CrNiMo6. Skład chemiczny stali, z której wykonano poszczególne elementy, przedstawiono w tabeli 2.14. Skład chemiczny materiału obydwu badanych śrub zawierał się w przedzia-

łach zdefiniowanych w normie dla ważnych pierwiastków chemicznych, przy czym śruba o wymiarze $1\frac{3}{4}$ " zawiera mniej tych pierwiastków niż materiał śruby $\frac{7}{8}$ ".



Rys. 2.4. Strona przechodnia sprawdzianów pierścieniowych do gwintów zewnętrznych M14×2-6g

Tab. 2.14. Skład chemiczny badanych śrub z gwintem calowym w porównaniu z zaleceniami normy dla stali 34CrNiMo6

Symbol pierwiastka	Źródło danych		
	śruba $1\frac{3}{4}$ "	śruba $\frac{7}{8}$ "	norma [137]
	Udział masowy, %		
C	0,32	0,38	0,30÷0,38
Cr	1,39	1,58	1,30÷1,70
Ni	1,41	1,42	1,30÷1,70
Mn	0,60	0,68	0,50÷0,80
Mo	0,16	0,16	0,15÷0,30
Si	0,39	0,25	0,10÷0,40
P	0,018	0,012	≤ 0,025
S	0,011	0,004	≤ 0,035
Cu	0,18	0,23	
Al	0,020	0,017	
V	0,01		
W	0,07		
Ti	0,002		
Fe	reszta	reszta	

Śruby badane zostały poddane ulepszeniu cieplnemu, składającemu się z hartowania i wysokiego odpuszczania. Śrubę o oznaczeniu $1\frac{3}{4}$ " austenitizowano w temperaturze 1113K i hartowano chłodząc w oleju, po czym odpuszczano w temperaturze 833K i chłodzono na powietrzu. Austenity-

zowanie do hartowania śruby o wymiarze $\frac{7}{8}$ " prowadzono w temperaturze 1123 K. Następnie, śrubę tą zahartowano chłodząc w oleju. Wysokie odpuszczenie polegało na wygrzewaniu elementu w temperaturze 853 K przez czas 2 godzin i chłodzeniu wsadu na powietrzu.

Badania metodą penetracyjną zostały przeprowadzone zgodnie z zaleceniami norm [123, 125, 128–130]. Śruby oczyszczono wstępnie zmywaczem Overchek-Cleaner. Badaną powierzchnię spryskano penetrantem barwnym Overchek-Red i pozostawiono na czas penetracji przez (10÷20) minut. Po tym czasie został usunięty nadmiar penetrantu a następnie spryskano badaną powierzchnię cienką warstwą wywoływacza Overchek-White i pozostawiono na (10÷20) minut, czyli do chwili jego wyschnięcia. Następnie obserwowano badaną powierzchnię, na której czerwone zabarwienie wskazywało miejsce występowania defektu. Końcowe czyszczenie powierzchni śrub wykonano przy użyciu zmywacza. Na rysunku 2.5 przedstawiono zestaw preparatów używanych do badania metodą penetracyjną.



Rys. 2.5. Preparaty w postaci sprayów, wykorzystywane do prowadzenia badań penetracyjnych: a) zmywacz, b) penetrant o barwie czerwonej, c) wywoływacz o barwie białej

Badania materiału metodą defektoskopową zostały zrealizowane zgodnie z zaleceniami normy [123]. Badanie to miało na celu identyfikację występujących wad, które były niewidoczne okiem nieuzbrojonym, a przy tym takich, które trudno było zidentyfikować wcześniej opisanymi metodami badawczymi. Śruby wypolerowano zawiesziną magnetyczną, a uszkodzenia obserwowano w powiększeniu do 30x.

Po przeprowadzonych badaniach nieniszczących zostały wykonane zglądy metalograficzne celem oceny mikrostruktury. Badania mikroskopowe prze-

proawdzono przy użyciu metalograficznego mikroskopu optycznego Nikon Eclipse MA 100. Przygotowanie zglądów obejmowało:

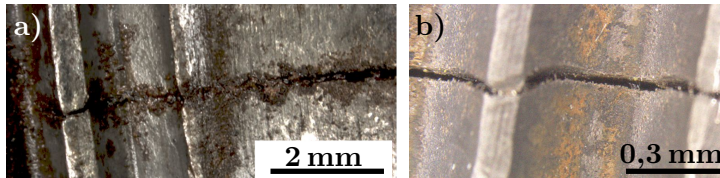
- wycięcie fragmentów próbek za pomocą szlifierki uniwersalnej chłodzonej wodą,
- inkludowanie, które miało na celu umieszczenie próbki w odpowiednich formach przesmarowanych rozdzielaczem, zasypaniu żywicą akrylową i polimeryzacji na zimno, trwającej 30 minut,
- szlifowanie zglądu przy pomocy szlifierki wodnej, z użyciem tarcz, z odpornym na działanie wody papierem ściernym o ziarnistości kolejno: 100, 200, 400, 600, 800 i 1200.
- polerowanie, przeprowadzane na szlifierko-polerce, w którym materiałem polerskim był MetaDi Fluid oraz zawiesina diamentowa o wielkości ziaren wynoszącej 3 μm ,
- trawienie, do przeprowadzenia którego zastosowano odczynnik uniwersalny Mi1Fe [142], przeznaczony do trawienia stopów żelaza, znany pod nazwą Nital, w postaci 3% roztworu kwasu azotowego w alkoholu etylowym. Zglądy przemywano wacikiem nasączonym odczynnikiem trawiącym i płukano strumieniem wody i alkoholem etylowym a następnie suszono w strumieniu gorącego powietrza.

2.4.2. Wyniki badań i ich analiza

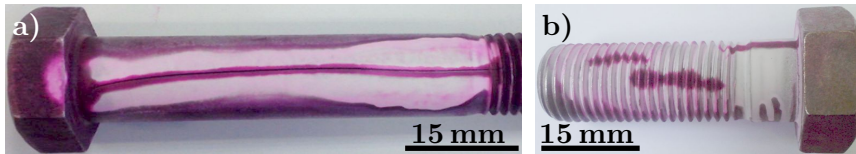
Na rysunkach 2.6÷2.9 przedstawiono wady technologiczne wykryte w śrubach po badaniach wizualnych, penetracyjnych oraz defektoskopowych. Wady te powstały podczas różnych zabiegów kształtowania materiału przy produkcji elementów złącznych. Na podstawie analizy obrazów przedstawionych na rysunkach 2.6÷2.8 można rozpoznać pęknięcia hartownicze, występujące na części gwintowej śruby. Widoczne są one jako obszary (linie) przebiegające równoległe do osi śruby i przecinające powierzchnię gwintu. Pęknięcia hartownicze mają zwykle przebieg nieregularny i niejednorodny na powierzchni elementu złącznego, charakteryzujący się podłużnym kształtem oraz znaczną głębokością i dużą długością względem długości śruby.

Na rysunku 2.9 przedstawiono obrazy pęknięć kuźniczych, których lokalizację ustalono z wykorzystaniem różnych metod. W przeciwieństwie do pęknięć hartowniczych, przedstawionych na rysunkach 2.6÷2.8, te zostały ujawnione na łbie śruby i przebiegały wzdłuż powierzchni gładkiej pod łbem śruby oraz wzdłuż powierzchni gwintowej. Obserwowane wady pojawiły się podczas jednego z procesów obróbki plastycznej – odcinania lub kucia. Cechują się one nieregularnym kształtem, różną długością oraz głębokością

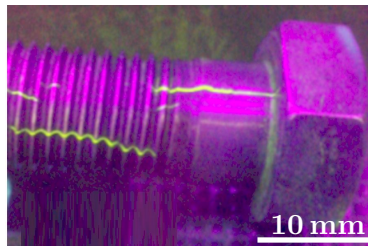
zróznicowaną w różnych fragmentach tego samego pęknięcia. Odróżnienie efektów pęknięć kuzniczych od pęknięć hartowniczych jest więc łatwe podczas uważnie przeprowadzonej kontroli jakości.



Rys. 2.6. Przykłady pęknięć hartowniczych śruby stalowej obserwowanych z wykorzystaniem metody wizualnej



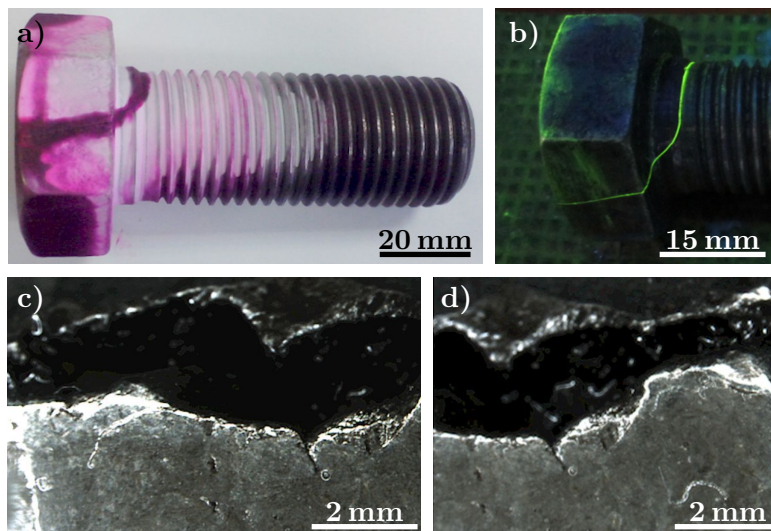
Rys. 2.7. Przykłady pęknięć hartowniczych śruby stalowej obserwowanych z wykorzystaniem metody penetracyjnej



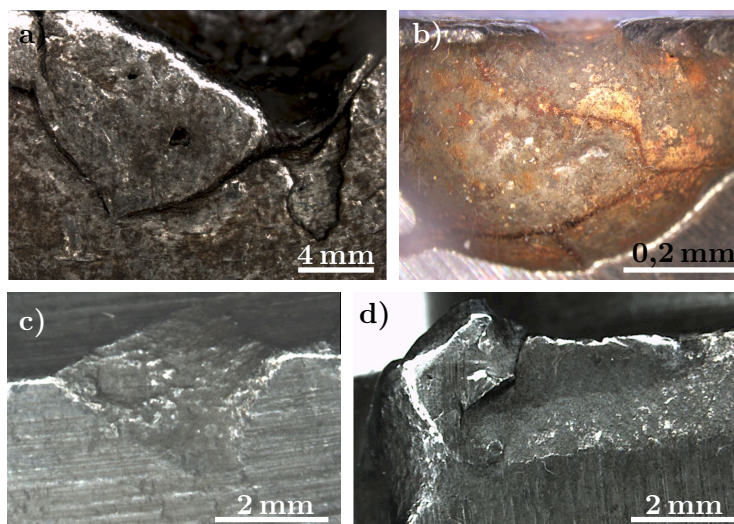
Rys. 2.8. Pęknięcie hartownicze śruby stalowej obserwowane z wykorzystaniem metody defektoskopowej

Na rysunku 2.10 przedstawiono wyszczerbienia zlokalizowane za pomocą metody wizualnej występujące na łbie śruby lub na jej narożach. Wady te były spowodowane silnym zużyciem materiału w wyniku wytarcia lub uderzeniem elementu – w inną śrubę albo część wyposażenia linii produkcyjnej – podczas procesu wytwarzania.

Na rysunku 2.11 przedstawiono fałdy, zlokalizowane za pomocą metody wizualnej, występujące na trzpieniu odkuwki. Fałdy są podwinięciami materiału, które tworzą się podczas operacji przewężania trzpienia w trakcie procesu technologicznego.



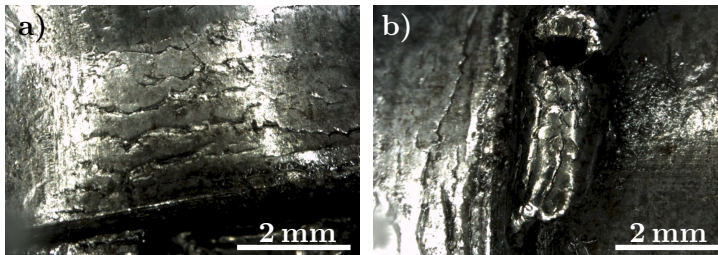
Rys. 2.9. Przykłady pęknięć kuźniczych śrub stalowych obserwowane z wykorzystaniem metody: a) penetracyjnej; b) defektoskopowej; c) i d) metalograficznej makroskopowej (wizualnej)



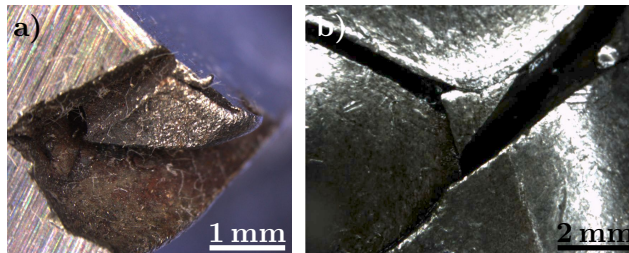
Rys. 2.10. Przykłady wyszczerbień występujących w śrubach stalowych, obserwowanych z wykorzystaniem mikroskopu stereoskopowego

Na rysunku 2.12 przedstawiono uszkodzenia, obserwowane przy pomocy mikroskopu stereoskopowego Nikon SMZ 1500, występujące na łbie półwy-

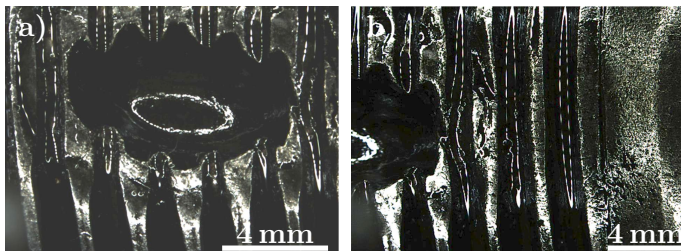
robu. Uszkodzenia te nastąpiło się podczas produkcji śrub na skutek oddziaływania zewnętrznej siły. W tym przypadku, uszkodzenia powstały podczas procesu kucia i były spowodowane niewłaściwie dobraną matrycą, którą użyto do wytwarzania badanej odkuwki.



Rys. 2.11. Fałdy występujące na trzpieniu śruby M22×100, obserwowane za pomocą metody wizualnej, w ramach której wykorzystano mikroskop stereoskopowy



Rys. 2.12. Fałdy występujące na łbie śruby M22×100, obserwowane za pomocą metody wizualnej, w ramach której wykorzystano mikroskop stereoskopowy

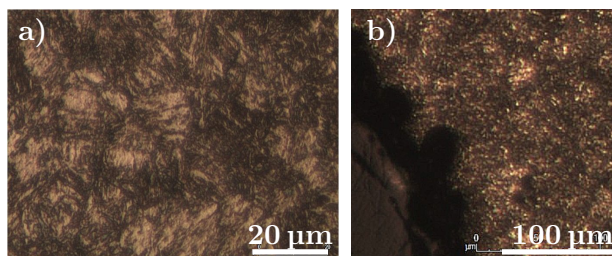


Rys. 2.13. Wyżłobienia obserwowane w śrubie M22×75 za pomocą mikroskopu stereoskopowego

Rysunek 2.13 zawiera obraz wyżłobienia zlokalizowanego przy pomocy mikroskopu stereoskopowego Nikon SMZ 1500. Znajdowało się ono na części gwintowej śruby. Wyżłobienie to mogło powstać z powodu wady występującej w materiale wyjściowym. Podczas wykonywania operacji walcowania gwintu, jako skutek tej niewykrytej wady materiałowej, powstał obserwowany defekt w postaci wyżłobienia.

2.4.3. Mikroskopowa analiza nieciągłości materiału śrub

Po wykonanych badaniach nieniszczących elementów złącznych została przeprowadzona obserwacja mikroskopowa wad powstałych podczas różnych zabiegów procesu technologicznego. Głównym zadaniem wykonanej analizy wad śrub była identyfikacja materiału, wtrąceń niemetalicznych oraz wad technologicznych występujących w strukturze materiału. W tym celu wykonano zglądy metalograficzne obszarów uszkodzeń powstałych podczas wytwarzania śruby $1\frac{3}{4}$ " i $\frac{7}{8}$ ". Obrazy mikrostruktury tych śrub przedstawiono na rysunkach 2.14 i 2.15. Można zauważyć, że jest to mikrostruktura sorbityczna z pozostałościami martenzytu iglastego. Oceniając te wyroby pod względem technologicznym należy stwierdzić, że w śrubie o wymiarze $\frac{7}{8}$ " zaobserwowano wadę w postaci pęknięcia hartowniczego, natomiast w śrubie o wymiarze $1\frac{3}{4}$ " – ujawniono pęknięcie kuźnicze. Obydwie opisane wady w znacznym stopniu wpłynęły na morfologię i właściwości struktury badanych śrub.



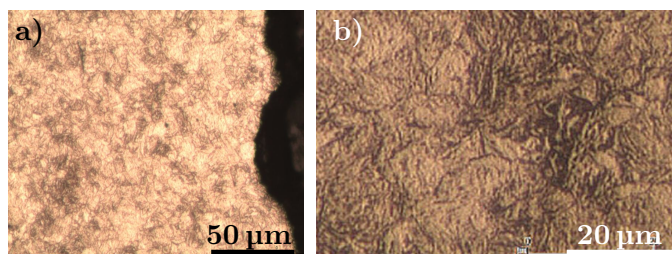
Rys. 2.14. Mikrostruktura śruby o wymiarze $1\frac{3}{4}$ " wykonanej z materiału 36CrNiMo6: a) bez wad w postaci nieciągłości; b) w obszarze występowania pęknięcia

2.4.4. Uszkodzenia podczas obróbki cieplnej

Przedmiotem badań była śruba dwustronna o rozmiarze $\frac{3}{4}$ " (rys. 2.16), wykonana zgodnie z normą [139]. Częste uszkodzenia śrub w konstrukcji

spowodowały konieczność ich wymiany. Zastosowano nowe śruby, wykonane zgodnie z wytycznymi ASTM według standardu A193 [117]. Przeprowadzono badania przelomu zmęczeniowego uszkodzonych śrub, którego przykład przedstawiono na rysunku 2.17. Analiza mikroskopowa pękniętej śruby była prowadzona na przekroju średnicowym oraz wzdłużnym. W rezultacie tych badań sformułowano następujące spostrzeżenia:

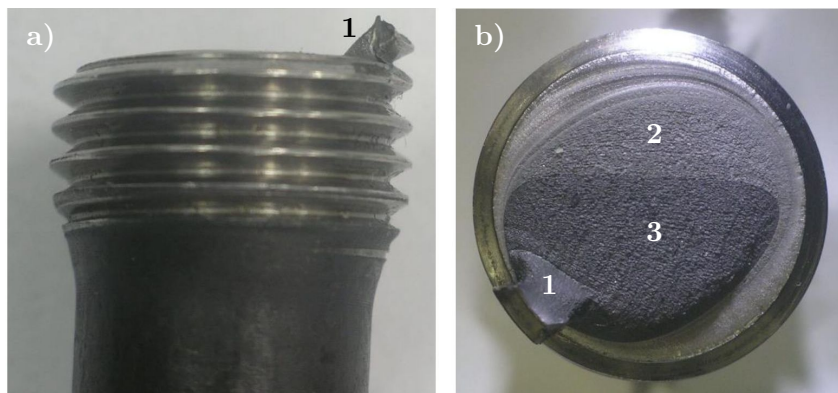
- strefa końcowego pęknięcia (oznaczona 1 na rys. 2.16), która miała charakter doraźny, była zlokalizowana pomiędzy dwoma obszarami o typowo zmęczeniowej propagacji (1 i 2 na rys. 2.17), co wskazuje że śruba ta pracowała w warunkach przeważającego obciążenia zginającego,
- dodatkowe pęknięcie (2 na rys. 2.16) tworzyło się między nitkami gwintu niedaleko obszaru pęknięcia. Oznacza to, że śruba była bardzo wrażliwa (podatna) na zainicjowanie pęknięcia zmęczeniowego,
- pęknięta śruba posiada także oznaki łuszczenia na średnicy rdzenia. Łuszczenie jest jednak dopuszczalne przy pracy śrub dla takiego charakteru obciążenia, jak ten w którym pracowała.



Rys. 2.15. Mikrostruktura śruby o wymiarze $\frac{7}{8}$ " wykonanej z materiału 36CrNiMo6: a) w obszarze występowania pęknięcia; b) bez wad



Rys. 2.16. Śruba dwustronna $\frac{3}{4}$ "



Rys. 2.17. Fragment pękniętej śruby dwustronnej: a) widok zwoju gwintu z ogniskiem przełomu zmęczeniowego 1, b) przełom zmęczeniowy rozwijający się w dwu płaszczyznach (1 i 2) oraz ciemniejsza strefa resztkowa 3

W wyniku przeprowadzonej analizy składu chemicznego, stwierdzono, że oryginalna śruba zawierała mniejszą ilość węgla niż wymagana normą [149]. Niższa zawartość węgla prawdopodobnie wpłynęła na obniżenie właściwości materiałowych. Wyniki analizy chemicznej śruby uszkodzonej oraz tej, wykonanej wg wymagań [117], przedstawiono także w tabeli 2.15. W normie [149] wymaga się, aby śruba była ulepszana cieplnie, w wyniku czego powinna posiadać odpuszczoną strukturę martenzytyczną. Taka struktura ma dobre właściwości wytrzymałościowe, w tym takie jak: granica plastyczności i wytrzymałość doraźna oraz twardość. Struktura martenzytu odpuszczonego dodatkowo zwiększa odporność elementu na zainicjowanie pęknięcia zmęczeniowego. Śruby wykonane wg wymagań [117] posiadają strukturę martenzytyczną, co oznacza, że były ulepszone cieplnie.

Przeprowadzono testy rozciągania śrub w celu porównania ich właściwości ze standardami. Rezultaty tych badań, zamieszczone w tabeli 2.16 wykazały, że granica plastyczności R_e i wytrzymałość na rozciąganie R_m oryginalnej śruby wynosi tylko 60% wymaganej przez normy. Wartości parametrów mechanicznych nowej śruby były zgodne z normami [117, 149] a nawet nieco je przewyższały. Zwraca uwagę duża ciągliwość (wydłużenie względne $A_5 = 20\%$) przy wytrzymałości doraźnej na poziomie ponad 1000 MPa.

Tab. 2.15. Porównanie składu chemicznego materiału badanych śrub i zaleceń normy SAE [149] oraz ASTM [117]

Symbol pierwiastka	Źródło danych			
	SAE	badana śruba	nowa śruba	ASTM
	Udział masowy, %			
C	0,38÷0,45	0,20	0,42	0,37÷0,49
Mn		0,65	0,85	0,65÷1,10
Si		0,22	0,22	0,15÷0,35
Cr		0,08	0,79	0,75÷1,20
Ni		0,06	0,07	
P	≤ 0,048	0,013	0,015	≤ 0,035
S	≤ 0,058	0,011	0,030	≤ 0,040
Mo		0,01	0,15	0,15÷0,25
Fe		reszta	reszta	

Tab. 2.16. Porównanie właściwości wytrzymałościowych badanych śrub i zaleceń normy SAE [149] oraz ASTM [117]

Źródło	Analizowany parametr		
	Wytrzymałość doraźna R_m , MPa	Granica plastyczności R_e , MPa	Wydłużenie A_5 , %
uszkodzona	640	427	26
SAE	820	640	≥ 16
ASTM	1000	960	≥ 16
nowa	1022	934	20

2.5. Podsumowanie

Dobór materiału do wykonania śruby leży w gestii technologa. Gatunek materiału do produkcji śrub konkretnej klasy wytrzymałości nie jest określony w przepisach. Zadaniem technologa jest dobranie takiego materiału aby spełnione były wymagania wytrzymałościowe charakterystyczne dla wytwarzanej śruby.

Najczęściej, zarys gwintu wykonuje się technologią walcowania lub obróbki skrawaniem, metodą toczenia lub frezowania. Z punktu widzenia wytrzymałości gwintu, bardziej korzystną metodą wytwarzania jest obróbka plastyczna. Związane jest to z tym, że w tak obrobionym materiale generowane jest umocnienie na znacznej głębokości oraz nie występują miejscowe spiętrzenia naprężeń.

Ostatecznie, kształtowanie struktury i właściwości materiału śruby odbywa się metodami obróbki cieplnej. Dla większości gatunków stali jest możliwe hartowanie, po którym wykonuje się odpuszczanie do zadanej twardości (wytrzymałości rdzenia) śruby. Ostatnim zabiegiem w produkcji śrub jest nałożenie powłoki ochronnej lub ochronno-dekoracyjnej. Rodzaj nakładanej powłoki decyduje o odporności śruby na oddziaływanie konkretnego środowiska pracy. Dobór materiału powłoki nie może być przypadkowy i musi uwzględniać skład chemiczny materiału rodzimego.

Podczas doboru pola tolerancji gwintu śruby i nakrętki uwzględnia się parametry geometryczne, takie jak podziałka i długość skręcenia. W zależności od wyboru pola tolerancji, toleruje się jedną ze średnic: wewnętrzną lub podziałową lub zewnętrzną. Selekcji śrub pod względem tolerancji dokonuje się po ewentualnym nałożeniu powłoki ochronnej.

Ze względu na możliwości wystąpienia uszkodzeń, w celu eliminowania z produkcji braków, na każdym etapie procesu technologicznego korzystne jest przeprowadzenie kontroli jakości. Wady kształtowania śrub (nakrętek) wykrywa się metodami badań makroskopowych, defektoskopowych lub mikroskopowych. W zależności od tego jak rozległa jest wada oraz jakie są wymagania odnośnie jakości – mogą być wykorzystywane kolejno wszystkie wymienione metody badawcze. Badania makroskopowe pozwalają ujawnić wady kształtu i geometrii, powstałe w wyniku walcowania lub kucia. Najczęstszymi wadami kształtowania są pęknięcia, zawalcowania i braki materiału.

Badania metalograficzne mikroskopowe umożliwiają wykrycie wtrąceń w strukturze, mikropeknięć i testowanie jednorodności budowy fazowej. Z uwagi na ich niszczący charakter mogą być one wykorzystywane do weryfikacji hipotezy uszkodzenia postawionej podczas badań makroskopowych. Nie nadają się zatem do testowania metodą przesiewową. Teoretycznie najlepszym sposobem kontroli jakości wyrobów gwintowych jest wykorzystywanie metod defektoskopowych. Ze względu na wysokie koszty jednostkowe badań, wykorzystanie tych metod w warunkach produkcyjnych praktycznie ograniczone jest do losowo wybranych elementów.

3. Parametry pracy i badania eksploatacyjne

Nawet dla prawidłowo zaprojektowanych konstrukcji elementów złącznych oraz zmontowanych przy użyciu śrub wykonanych w zgodzie ze sztuką inżynierską, trwałość złącza zależy od warunków jego eksploatacji. Spośród istotnych parametrów, decydujących o obciążeniu i środowisku pracy złącza gwintowego, należy wymienić:

- montaż z opcjonalnym użyciem odpowiednich środków smarnych,
- dokręcanie śrub z wytworzeniem ich odkształcenia,
- zmianę temperatury elementów złącza podczas eksploatacji,
- szczególne przypadki obciążenia mechanicznego śruby, zwłaszcza wynikające z przeznaczenia złącza.

Wszystkie wspomniane problemy zostały omówione w tym rozdziale, a dla niektórych z nich podano opis metod i wyniki badań laboratoryjnych.

3.1. Smarowanie powierzchni gwintowych

Do smarowania gwintu powszechnie wykorzystywane są oleje i smary. Stosowanie tych środków smarnych jest ograniczone przez maksymalną temperaturę ich pracy. Jest to około 394 K, przy której mogą one zacząć wrzeć. Dodatkowo, olej nie może być używany do smarowania śrub, stanowiących elementy złączy urządzeń próżniowych z powodu zagrożenia wybuchem. Obecnie, coraz częściej stosuje się środki smarujące wytwarzane na bazie silikonu, np.: AMS 4 Silicone Grease, Formula 1/HT, Silicone Lubricant lub Amberglide PTFE [153]. W tabeli 3.1 przedstawiono właściwości wybranych smarów i ich zalecane zastosowanie do montażu połączeń gwintowych, głównie w celu uniknięcia problemów eksploatacyjnych.

W przypadku zagrożenia korozją cierną i zatarciem śrub wykonanych ze stali austenitycznej, stosuje się, np. pastę montażową Molykote D [154]. Środek ten zapobiega zatarciom podczas montażu złącza i nie dopuszcza do zainicjowania korozji ciernej. Dodatkowo, zastosowanie go podczas montażu eliminuje ryzyko zniszczenia elementów złącza, również w trakcie demontażu, nie dopuszczając do zapiekania i zacierania powierzchni gwintowych.

Tab. 3.1. Wybrane rodzaje past smarnych do gwintu i ich właściwości [153]

Produkt	Typowe zastosowanie	Właściwości	Współczynnik*	
			gwintu	łba
P37	połączenia gwintowe ze stali żaroodpornej, szczególnie w turbinach parowych i gazowych elektrowni	stabilność temperaturowa do 1670 K; współczynnik tarcia jak dla połączeń gwintowych; niskie rozpraszanie siły po dokręcaniu; eliminacja pęknięć naprężeniowych	0,15	0,09
HSC	gwinty, uszczelnienia i kołnierze narażone na środowisko korozyjne i wysoką temperaturę, np. turbiny, silniki i zawory	szeroki zakres temperatury do 1370 K; umożliwia demontaż nieniszczący nawet po długiej ekspozycji w wysokiej temperaturze	0,14	0,09
1000	podkładki, śruby, sworznie pracujące w wysokiej temperaturze, środowisku korozyjnym i wymagające często demontaży i dokręcania	uszczelnienie połączeń gwintowych; zabezpieczenie przed korozją; stały moment dokręcenia po wielokrotnym montażu; przeciwdziała zatarciu w wysokiej temperaturze; efektywna nawet w bardzo wysokiej temperaturze	0,13	0,08
P74	łożyska i suwnice ślizgowe, wielowypusty, połączenia wciskane i śrubowe, zawiasy drzwiowe, kołnierze, sprężyny płaskie, łańcuchy	współczynnik tarcia z zakresu dla gwintów olejonych; stały moment napięcia wstępnego śrub przy montażu; eliminacja pęknięć naprężeniowych oraz kruchości spawów	0,13	0,08

* – bezwymiarowy współczynnik tarcia dla śrub M128.8 z zaczernianą powierzchnią

Aby zapobiec występowaniu korozji ciernej i zatarć śrub, na których wcześniej wykonano powłokę galwaniczną można zastosować pastę montażową Molykote G-Rapid. Zabieg ten zmniejsza również ryzyko zniszczenia elementów złącza w czasie ich demontażu, ze względu na to, że zapobiega zjawisku korozji ciernej.

Częstym problemem eksploatacyjnym jest zerwanie śrub i nitów gwintu na skutek występowania zmian wartości współczynnika tarcia. Aby temu zapobiec, można zastosować pastę do gwintów, np. Molykote 1000. Zerwaniu śrub, w wyniku występowania naprężeń na powierzchniach gwintowanych, zapobiega pasta Molykote P37. Korzystnym efektem wykorzystania każdej z tych past jest występowanie stałego napięcia wstępного połączenia gwintowego, które utrzymuje się od określonego momentu dokręcenia nawet po powtórnych ściągnięciu, przy tym bez szkodliwego wpływu na powierzchnie elementów łączonych [154].

Ważnym składnikiem smarów stałych jest grafit. Używany jest on jako czynnik smarujący po wymieszaniu z olejem lub wodą. Maksymalna temperatura użytkowania tak przygotowanego środka ograniczona jest przez temperaturę wrzenia zastosowanej cieczy. Grafitu nie można używać w środowisku próżni z powodu uwalniania wilgoci. Należy również pamiętać, że suchy grafit jest materiałem ściernym, co może powodować zwiększanie momentu dokręcania podczas montażu i demontażu [150].

Disiarczek molibdenu MoS_2 jest jednym z najpopularniejszych suchych środków smarujących. Może być on używany w środowisku próżniowym a także w ogólnych zastosowaniach i pracować w temperaturze do 672 K. Oleje zawierające disiarczek molibdenu najlepiej sprawdzają się w miejscach, gdzie występują duże obciążenia mechaniczne [100]. Stała substancja smarna w postaci disiarczku molibdenu, w znacznym stopniu zmniejsza zużycie w wyniku tarcia przy dużej wartości nacisków powierzchniowych i występowaniu drgań. Stosowany często lakier poślizgowy Gleitmo 900, zawierający disiarczek molibdenu, może być eksploatowany w temperaturze z zakresu (93÷673) K, w którym gwarantowany jest współczynnik tarcia o stałym, niskim poziomie. Zastosowanie Gleitmo zapobiega zjawisku zacierania [155], zwłaszcza takich materiałów jak: stale stopowe, stopy aluminium, i polimery. Zapobiega również zjawisku „stick-slip”, polegającym na niekontrolowanym, skokowym przemieszczaniu się elementów względem siebie w wyniku działania zmiennej siły tarcia [43, 55].

3.2. Wytrzymałość śrub dokręcanych z plastyczną deformacją

Obliczenia statyczne wykazują, że zwiększenie siły napięcia śrub do granicy ich odkształceń plastycznych powoduje polepszenie właściwości użytkowych połączeń gwintowych. Następuje bardziej równomierny rozkład obciążeń na nitkach gwintu, spadek koncentracji naprężeń w karkach (na dnie gwintu) oraz wzrost wskaźnika wytrzymałości przekroju poprzecznego śruby na zginanie. Trzpień śruby zwykle poddawany jest rozciąganiu i skręcaniu, przy czym wartości naprężenia wykazują oscylacje, o pewnej częstotliwości i amplitudzie, spowodowane drganiami elementów łączonych. Oscylacje te mogą prowadzić do zmęczenia materiału, a przy odpowiednio dużych wartościach naprężenia – powodują proces wibropelzania. Badania trwałości połączeń przeprowadzone zostały przy następujących założeniach [70, 71]:

- badane śruby M12 wprowadzono w stan odkształceń sprężystych i plastycznych poprzez zmianę momentu dokręcania,
- zmienne wymuszenie dynamiczne odzerowo-tętniące o amplitudzie równej 2 mm i częstotliwości $f = 6$ kHz,
- próby trwały do czasu pęknięcia, przy ciągłej rejestracji liczby cykli.

W rezultacie przeprowadzonych badań eksperymentalnych, można wysnuć następujące wnioski, dotyczące wytrzymałości śrub:

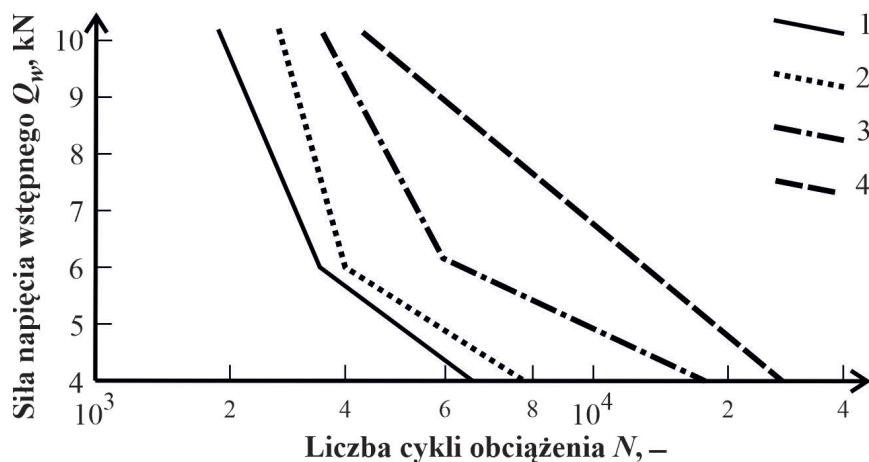
- stal, z której wykonane zostały śruby klasy 8.8 charakteryzowała się małym umocnieniem, zachodzącym podczas odkształcenia plastycznego i dlatego nadaje się głównie do pracy w zakresie odkształceń sprężystych,
- w zakresie sprężystym odkształcenia materiału, nie stwierdzono występowania trwałych odkształceń, spowodowanych wibropelzaniem,
- po obciążeniu materiału, powodującym wygenerowanie naprężeń większych niż granica sprężystości (odkształcenia plastyczne) i zadaniu cyklicznych zmian wartości naprężenia, występuje trwałe odkształcenie spowodowane wibropelzaniem; wartość tego odkształcenia maleje z upływem czasu,
- odkształcenie wzdłużne, wywołane wibropelzaniem, było dla danej liczby cykli tym większe im większa była wartość naprężeń wzdłużnych oraz większa amplituda zmiany naprężenia,
- wielkość wstępnego plastycznego odkształcenia materiału nie miała istotnego wpływu na wielkość odkształceń spowodowanych wibropelzaniem,

- wyniki badania trwałości zmęczeniowej śrub odkształconych plastycznie wykazały ponad 3-krotne zwiększenie tej trwałości w porównaniu do śrub dokręconych jedynie z wytworzeniem odkształceń sprężystych.

W pracy [70] przedstawiono wyniki porównawczych badań trwałości śrub w warunkach zmiennych obciążeń dynamicznych przy obciążeniu zadawanym według cyklu odzerowo-tętniącego. Badania prowadzono przy użyciu śrub $M12 \times 1,75$ 8.8 z gwintem wykonanym na całej długości śruby, przy dokręcaniu jej momentem o następującej wartości:

- zgodnej z normą [121],
- powodującej plastyczną deformację śruby.

W tym drugim przypadku, dokręcanie przeprowadzono metodą gradientową, przyjmując, że wartość spadku gradientu dokręcania o 50% świadczy o osiągnięciu przez śrubę stanu deformacji plastycznej. Metoda gradientowa polega na tym, że dokonuje się pomiaru gradientu momentu dokręcającego T_d , a zmienną niezależną jest gradient kąta obrotu φ nakrętki (śruby). Obciążenie odbywało się według cyklu odzerowo-tętniącego, przy amplitudzie odkształcenia równej 2 mm. Graficzne przedstawienie wyników badań zamieszczono na rysunku 3.1.



Rys. 3.1. Trwałość zmęczeniowa śrub [70]: 1 – średnia przy dokręceniu sprężystym, 2 – maksymalna przy dokręceniu sprężystym, 3 – średnia przy dokręceniu plastycznym, 4 – maksymalna przy dokręceniu plastycznym

Podczas przeprowadzanych prób wytrzymałościowych [70, 101] śrub z gwintem wykonanym na całej długości, śruby te pękały najczęściej przy łbie, na pierwszym zwoju gwintu. Dużo przypadków pęknięć występowało

w połowie długości gwintu, przy relatywnie niskiej liczbie cykli prowadzących do uszkodzenia materiału. Największą liczbę cykli, zanim doszło do pęknięcia, pracowały śruby dokręcone z deformacją plastyczną. Pęknięcie na gwincie, wewnątrz nakrętki, występowało w śrubach o kilkukrotnie większej trwałości zmęczeniowej. Wartości naprężeń w badanych śrubach były relatywnie duże, stąd zanotowano małą liczbę cykli zmęczeniowych do pęknięcia. Próby wykazały znacznie większą trwałość zmęczeniową śrub z plastyczną deformacją w porównaniu z tymi, dokręconymi według momentu określonego w normie [121].

3.3. Wpływ temperatury na wytrzymałość połączeń śrubowych

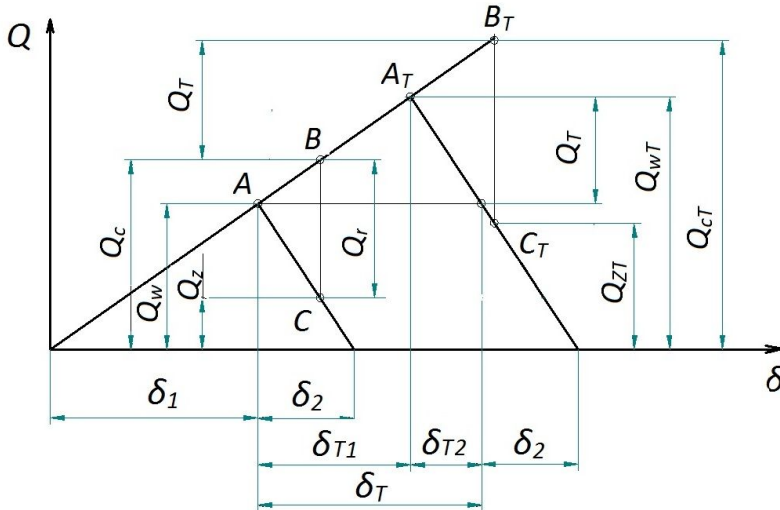
Zmiana temperatury podczas działania obciążenia eksploatacyjnego, w porównaniu z temperaturą, w której odbywało się łączenie, powoduje zmianę wartości siły zacisku wstępnego jak i obciążenia roboczego złącza. Deformacje elementów stalowych należy uwzględniać wtedy, gdy temperatura ich pracy przekroczy wartość $T_1 \geq 573 \text{ K}$, a wykonanych ze stopów lekkich – w temperaturze $T_2 \geq 423 \text{ K}$. Wydłużenie śruby, spowodowane przyrostem temperatury, można obliczyć z zależności (3.1), a wydłużenie elementów łączonych – opisane jest wzorem (3.2).

$$\delta_{T1} = \alpha_{T1} \cdot l_{c1} \cdot \Delta T_1 \quad (3.1)$$

$$\delta_{T2} = \sum_{i=1}^{n_i} \alpha_{T2i} \cdot l_{2i} \cdot \Delta T_{2i} \quad (3.2)$$

Dodatnia różnica wydłużeń elementów łączonych i śruby $\delta_T = \delta_{T2} - \delta_{T1}$ powoduje zwiększenie siły zacisku wstępnego, ponieważ zmiana wymiaru ściskanych elementów zwiększa, a wydłużenie śruby – zmniejsza wartość tej siły. Na rysunku 3.2 przedstawiono zmianę obciążenia, przenoszonego przez wszystkie elementy złącza, wywołaną odkształceniami termicznymi. Obciążenie siłą zacisku wstępnego Q_w , w chwili montażu, reprezentuje punkt A , natomiast punkt A_T odpowiada obciążeniu Q_{wT} po wystąpieniu odkształcenia termicznego. Przyrost obciążenia wstępnego pociąga za sobą taki sam przyrost obciążenia całkowitego śruby i obciążenia resztkowego Q_z zgodnie z zależnością (3.3).

$$Q_T = Q_{wT} - Q_w = Q_{cT} - Q_c = Q_{zT} - Q_z \quad (3.3)$$



Rys. 3.2. Wpływ temperatury na stan obciążeń elementów złącza [93]

Z rysunku 3.2 można zauważyć, że wartość cieplnego wydłużenia elementów δ_T wynosi (3.4).

$$\delta_T = \delta_{T1} + \delta_{T2} \quad (3.4)$$

Z wykresu zamieszczonego na rysunku 3.2 można wyznaczyć funkcje opisujące wydłużenie wszystkich elementów złącza, δ_{T1} i δ_{T2} , przy użyciu wielkości siły Q_T , według zależności (3.5).

$$\begin{cases} \delta_{T1} = \lambda_1 \cdot Q_T \\ \delta_{T2} = \lambda_2 \cdot Q_T \end{cases} \quad (3.5)$$

Wartość naprężeń generowanych w śrubie narażonej na długotrwałe obciążenie statyczne można wyliczyć ze wzoru (3.6).

$$\sigma_T = \frac{Q_{cT} \cdot x_e}{A_1} \quad (3.6)$$

Wartość naprężeń długotrwałej wytrzymałości śruby σ_T na obciążenie statyczne w danej temperaturze przyjmuje się według wzoru (3.7), który stanowi nawiązanie do naprężeń rzeczywistych σ , generowanych dla założonego charakteru obciążenia.

$$\sigma_T \leq 0,8 \cdot \sigma \quad (3.7)$$

Dla śruby poddanej obciążeniom zmiennym, ze wzoru (3.8) można wyznaczyć dopuszczalną wartość amplitudy naprężenia, powstającego w warunkach działania dodatkowego obciążenia cieplnego.

$$\sigma_{aT} \leq \frac{Q_{rT} \cdot x_z}{2 \cdot A_1} \quad (3.8)$$

Pełzanie w normalnej temperaturze, zwane niekiedy powolnym kruchym niszczeniem, występuje w materiałach o małej plastyczności. Przyczynami tego powolnego kruchego niszczenia śrub wykonanych z wysokowytrzymałych stali są:

- dokręcenie zbyt dużym momentem podczas montażu,
- umieszczenie w otworze z wciskiem,
- nakręcanie nakrętki na wyjście gwintu,
- zła jakość powierzchni śruby,
- zbyt małe promienie zaokrągleń przy zmianie przekroju,
- obecność środków korodujących w obszarze złącza.

Podczas obliczeń wytrzymałościowych złącza pracującego przy obciążeniu statycznym, współczynnik bezpieczeństwa przy pełzaniu dobiera się z przedziału $x_p = (1,4 \div 2,5)$. Przy długotrwałej wytrzymałości, wartość tego współczynnika można przyjmować w zakresie $x_p = (1,6 \div 4,0)$.

Podczas projektowania konstrukcji pracujących w wysokiej temperaturze, należy przeprowadzić obliczenia sprawdzające ze względu na pełzanie [106] i długotrwałe zmęczenie materiału [1]. W wysokiej temperaturze, materiał śruby charakteryzuje się często niedostateczną plastycznością, dlatego powierzchnia przelomu śrub ma charakter kruchy. W przypadku śrub obciążonych zmiennym obciążeniem, należy stosować stale stopowe, które posiadają wysokie wartości wytrzymałości zmęczeniowej i wykazują znaczną odporność na pełzanie.

W złączach nienarażonych na obciążenia zmienne, rejestruje się zmniejszenie wartości siły napięcia wstępnego Q_w w czasie eksploatacji (rys. 3.3a). Prędkość spadku wartości siły Q_w wzrasta wraz ze zwiększaniem temperatury pracy złącza. Przyczyną tego zjawiska jest zmiana długości śruby δ_{T1} . W danej temperaturze pracy, wprowadzenie siły napięcia wstępnego Q_w o większej wartości prowadzi do szybszej jej relaksacji wraz z upływem czasu eksploatacji. Zależność tą przedstawiono na rysunku 3.3b, gdzie wartość siły Q_w odniesiono do siły powodującej wygenerowanie naprężeń pełzania.

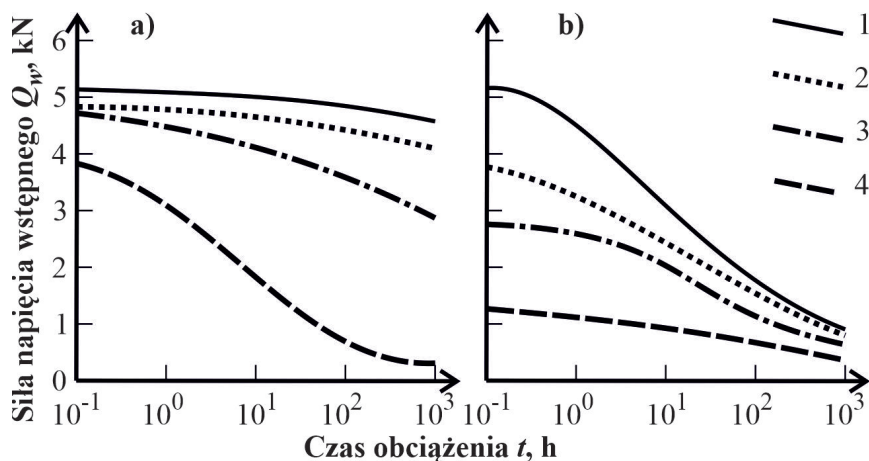
Prędkość pełzania v_p , definiowana jest jako iloraz przyrostu trwałego odkształcenia względnego do przyrostu czasu (3.9) i zależy od właściwości pla-

stycznych materiału w określonej temperaturze oraz od wartości naprężeń generowanych w tym materiale. Wyznacza się ją z empirycznej zależności (3.10).

$$v_p = \frac{d\varepsilon_p}{dt} \quad (3.9)$$

$$v_p = B(t) \cdot \sigma^m \quad (3.10)$$

We wzorze (3.10), zarówno $B(t)$ jak i m są współczynnikami, zależnymi od materiału i temperatury, które wyznacza się na podstawie badań eksperymentalnych.



Rys. 3.3. Wpływ temperatury pracy połączenia za pomocą śruby M12 na zmianę wartości siły dokręcenia w czasie [1]: a) temperatura pracy T_2 wynosząca: 1 – 523 K, 2 – 573 K, 3 – 623 K, 4 – 673 K; b) temperatura pracy $T_2 = 673$ K i siła napęcia wstępnego Q_w , w relacji do siły wywołującej naprężenie pełzania, wynosząca: 1 – 100%, 2 – 70%, 3 – 50%, 4 – 20%

W celu określenia przebiegu procesu relaksacji, przyjmuje się założenie, że w początkowej fazie, w połączeniu śrubowym odkształceniom ulega tylko śruba, natomiast elementy łączone są doskonale sztywne. Wówczas naprężenia σ_w , wynikające z siły zacisku wstępnego, wywołują w śrubie odkształcenie względne ε_1 , opisane wzorem (3.11).

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_w}{E_T} \quad (3.11)$$

Odształcenie ε_1 , przy założeniu że $E \rightarrow \infty$, jest niezmiennie w czasie. Jednak, pod wpływem pełzania, w śrubie następuje przyrost odkształceń

trwałych $d\varepsilon_p$, wobec czego elementarna zmiana odkształcenia sprężystego $d\varepsilon_s$ musi mieć wartość ujemną, aby był spełniony warunek opisany zależnością (3.12).

$$d\varepsilon = d\varepsilon_p + d\varepsilon_s = 0 \quad (3.12)$$

Dzieląc równanie (3.12) przez elementarny czas dt i uzupełniając je o człon odkształcenia sprężystego, otrzymano zależność (3.13).

$$\frac{d\varepsilon_p}{dt} + \frac{d\varepsilon_s}{dt} = v_p + \frac{1}{E_T} \cdot \frac{d\sigma}{dt} \quad (3.13)$$

Po podstawieniu zależności (3.10) do wzoru (3.13), uzyskano równanie różniczkowe relaksacji naprężeń podczas pełzania w postaci (3.14).

$$B(t) \cdot \sigma^m + \frac{1}{E_T} \cdot \frac{d\sigma}{dt} = 0 \quad (3.14)$$

Całkowanie równania (3.14) można przeprowadzić po rozdzieleniu zmiennych, tak jak to przedstawiono w zależności (3.15).

$$\frac{1}{E_T} \cdot \int_{\sigma_w}^{\sigma} \frac{1}{\sigma^m} \cdot d\sigma = - \int_0^t B(t) \cdot dt \quad (3.15)$$

Zależność (3.15), po scałkowaniu przedstawiono jako równanie (3.16), w którym stała całkowania C_8 miałyby wymiar MPa^{-m} . Biorąc pod uwagę fakt, że naprężenia na początku relaksacji (dla $t = 0$) są równe naprężeniom wstępnym ($\sigma = \sigma_w$), wartość stałej całkowania $C_8 = 0$.

$$\frac{1}{E_T} \cdot \left[\frac{\sigma^{(1-m)}}{1-m} - \frac{\sigma_w^{(1-m)}}{1-m} \right] = -B(t) \cdot t + C_8 \quad (3.16)$$

Równanie (3.16) po uporządkowaniu można zapisać w postaci wzoru (3.17), w którym powiązane są naprężenia pełzania ze stałymi materiałowymi dla sprężysto-plastycznego modelu materiału.

$$\frac{\sigma}{\sigma_w} = \left[1 - (1-m) \cdot \frac{E_T \cdot B(t)}{\sigma_w^{(1-m)}} \cdot t \right]^{\frac{1}{1-m}} \quad (3.17)$$

Wartość ilorazu naprężenia σ w relacji do naprężenia wstępnego σ_w podczas relaksacji, opisanego równaniem (3.17), musi być nie większa niż jeden. Pomijając rozwiązania trywialne, z tego równania można wyznaczyć dwa warunki – (3.18) i (3.19), określające zakres możliwych wartości zmiennych.

Graniczne wartości wyrażenia zapisanego w nawiasie wzoru (3.17) oznaczono jako (3.18a) i (3.19a), natomiast odpowiadające im wartości wykładnika potęgi zawierają nierówności (3.18b) i (3.19b).

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 < 1 - (1 - m) \cdot \frac{E_T \cdot B(t)}{\sigma_w^{(1-m)}} \cdot t < 1 \end{array} \right. \quad (3.18a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{1 - m} > 1 \end{array} \right. \quad (3.18b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 1 - (1 - m) \cdot \frac{E_T \cdot B(t)}{\sigma_w^{(1-m)}} \cdot t > 1 \end{array} \right. \quad (3.19a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{1 - m} < 1 \end{array} \right. \quad (3.19b)$$

Z układu nierówności (3.18) i (3.19) można wyznaczyć pożądane zakresy wartości współczynników materiałowych, które zostały zapisane odpowiednio jako nierówności (3.20) i (3.21).

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 < B(t) \cdot t < \frac{\sigma_w^{(1-m)}}{(1 - m) \cdot E_T} \end{array} \right. \quad (3.20a)$$

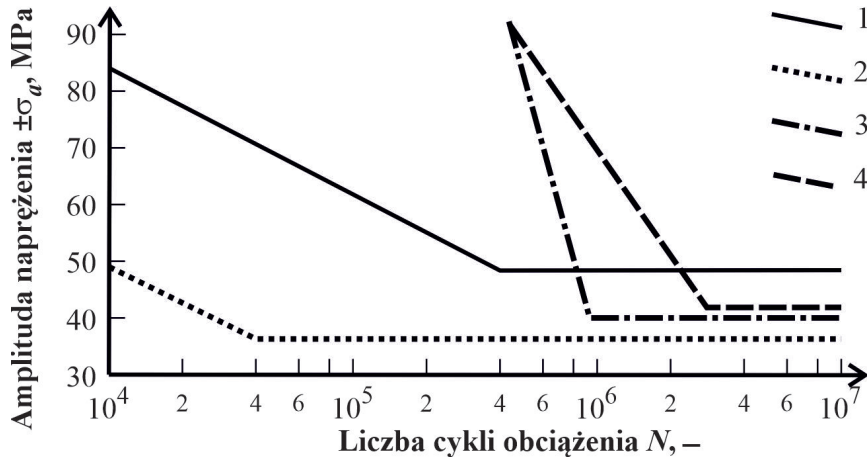
$$\left\{ \begin{array}{l} 0 < m < 1 \end{array} \right. \quad (3.20b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} B(t) < 0 \end{array} \right. \quad (3.21a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m < 0 \cup m > 1 \end{array} \right. \quad (3.21b)$$

Pomimo tego, że jako teoretycznie możliwą wyznaczono wartość stałej materiałowej $B(t)$ według nierówności (3.21a), to w rzeczywistości nie może być ona ujemna, co wynika chociażby z zależności (3.10). Należy więc wnioskować, że sens fizyczny mają wyłącznie te wartości, które zostały zapisane w układzie nierówności (3.20).

Wysokie wartości granicy trwałości i pełzania można otrzymać zarówno dla stali stopowych jak i niestopowych. Dla tych drugich należy zastosować hartowanie po austenitowaniu w temperaturze $1113 \text{ K} \pm 10 \text{ K}$ i odpuszczanie w temperaturze 573 K . Przy wykonywaniu śrub ze stali stopowych korzystnie jest zastosować wysokie odpuszczanie ($773 \div 823$) K w celu wytworzenia struktury o dostatecznie dużej plastyczności, która umożliwi wykorzystanie materiału w warunkach występowania złożonego obciążenia. Graficzne objaśnienie wpływu obróbki cieplnej na liczbę cykli obciążenia przedstawiono na rysunku 3.4.



Rys. 3.4. Zależność amplitudy naprężenia od liczby cykli obciążenia śruby M10×1 wykonanej ze stali 41Cr4 w przypadku stosowania różnych zabiegów obróbki cieplnej [40]: 1 – nawęglanie gazowe, hartowanie i odpuszczanie niskie, 2 – hartowanie, 3 – bez obróbki cieplnej, 4 – austenityzowanie w kąpeli solnej i ulepszanie cieplne

W podwyższonej temperaturze, wrażliwość do koncentracji naprężeń stali z gatunków żarowytrzymałych gwałtownie zwiększa się. Z tego względu, promienie zaokrągleń w zarysie linii gwintowej oraz w przejściu między trzpieniem a łbem śruby należy zwiększyć dla łączników eksploatowanych w podwyższonej temperaturze.

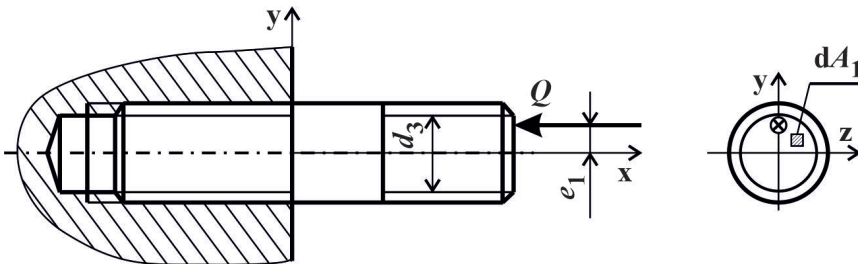
3.4. Przypadki zginania jednej śruby

Powstawanie obciążeń zginających w materiale śruby może być spowodowane następującymi przyczynami, które zostały omówione w kolejnych podrozdziałach:

- mimośrodowością obciążenia,
- brakiem prostopadłości powierzchni oporowych śruby (nakrętki) do osi gwintu,
- brakiem prostopadłości osi otworów przelotowych do powierzchni przylegania łączonych elementów,
- nierównoległością powierzchni po zmontowaniu łączonych elementów.

3.4.1. Obciążenie mimośrodowe

Mimośrodowe obciążenie śruby zachodzi wtedy, gdy oś symetrii łącznika gwintowego jest przesunięta o odległość e_1 względem kierunku działania siły osiowej. W przypadku wystąpienia mimośradowości obciążenia, naprężenia w rdzeniu śruby spowodowane są działaniem siły Q wyłącznie rozciągającej (lub ściskającej). Model takiego obciążenia śruby został przedstawiony na rysunku 3.5.



Rys. 3.5. Model mimośradowego obciążenia śruby siłą ściskającą Q

Zgodnie z hipotezą płaskich przekrojów Bernoulli'ego, odkształcenie względne, mierzone w kierunku głównym x , wynosi (3.22), gdzie wielkości C_6 i C_7 są nieznanymi stałymi.

$$\varepsilon_1 = C_6 + C_7 \cdot y \quad (3.22)$$

Z prawa Hooke'a można zapisać zależność (3.23), określającą proporcjonalność naprężenia i odkształcenia względnego w zakresie sprężystym, przy założeniu równoważności rozciągania i ściskania. W rzeczywistości, przy uwzględnieniu przeciwnego do osi x zwrotu siły Q na rysunku 3.5, odkształcenie względne śruby $\varepsilon_1 < 0$.

$$\sigma_r = E \cdot \varepsilon_1 \quad (3.23)$$

Rozpatrując statyczne warunki równowagi przekroju elementarnego dA_1 można zapisać układ równań (3.24), w którym zależności można już scałkować jak (3.25).

$$\begin{cases} \int_{A_1} \sigma_r \cdot dA_1 = Q \\ \int_{A_1} \sigma_r \cdot y \cdot dA_1 = Q \cdot e_1 \end{cases} \quad (3.24)$$

$$\begin{cases} \sigma_r \cdot A_1 = Q \\ \sigma_r \cdot \int_{A_1} y \cdot dA_1 = \sigma_r \cdot S_x = Q \cdot e_1 \end{cases} \quad (3.25)$$

Z równań (3.22)÷(3.24) można wyznaczyć cztery niewiadome wielkości, tj. C_6 , C_7 , σ_r i ε_1 . W tym celu, do zależności (3.23) podstawiono wzór (3.22), w wyniku czego otrzymano (3.26).

$$\sigma_r = E \cdot (C_6 + C_7 \cdot y) = E \cdot C_6 + E \cdot C_7 \cdot y \quad (3.26)$$

Po podstawieniu wzoru (3.26) do zależności w układzie (3.24) otrzymano układ równań (3.27).

$$\begin{cases} E \cdot C_6 \cdot \int_{A_1} dA_1 + E \cdot C_7 \cdot \int_{A_1} y \cdot dA_1 = Q \\ E \cdot C_6 \cdot \int_{A_1} y \cdot dA_1 + E \cdot C_7 \cdot \int_{A_1} y \cdot y \cdot dA_1 = Q \cdot e_1 \end{cases} \quad (3.27)$$

Pamiętając, że prawdziwa jest zależność (3.28), po wykorzystaniu wzorów (3.25) otrzymano rozwiązanie układu równań (3.27) w postaci (3.29). We wzorze (3.29a), iloczyn modułu Young'a i pola przekroju poprzecznego śruby $E \cdot A_1$ jest sztywnością na rozciąganie (ściskanie), a iloczyn modułu Young'a i osiowego momentu bezwładności przekroju $E \cdot I$, występujący w zależności (3.29b) – sztywnością giętną. Do obliczania parametrów geometrycznych śruby należy przyjąć średnicę rdzenia jej gwintu d_3 .

$$\int_{A_1} y^2 \cdot dA_1 = I \quad (3.28)$$

$$\begin{cases} C_6 = \frac{Q}{E \cdot A_1} \end{cases} \quad (3.29a)$$

$$\begin{cases} C_7 = \frac{Q \cdot e_1}{E \cdot I} \end{cases} \quad (3.29b)$$

Po podstawieniu obliczonych wielkości do równania (3.26) otrzymano zależność (3.30), z której można obliczyć rozkład naprężeń normalnych w dowolnym przekroju śruby. Jest oczywistym, że gdyby punkt przyłożenia siły Q leżał w początku układu współrzędnych yz (rys. 3.5), wtedy $e_1 = 0$ i materiał poddawany byłby osiowemu ściskaniu, a drugi składnik w nawiasie wzoru (3.30) byłby zerowy.

$$\sigma_r = E \cdot \left(\frac{Q}{E \cdot A_1} + \frac{Q \cdot e_1}{E \cdot I} \cdot y \right) = Q \cdot \left(\frac{1}{A_1} + \frac{e_1}{I} \cdot y \right) \quad (3.30)$$

Przyrównując równanie (3.22) lub (3.30) do zera, jak w zależności (3.31), można wyznaczyć odległość osi obojętnej od początku układu współrzędnych przyjętego na rysunku 3.5. Po uwzględnieniu faktu, że naprężenia generowane przez siłę Q na rysunku 3.5 są ujemne (ściskające) w pierwszej ćwiartce układu współrzędnych, ze wzoru (3.32) obliczono położenie osi obojętnej.

$$0 = \frac{Q}{A_1} + \frac{Q \cdot e_1}{I} \cdot y_0 \quad (3.31)$$

$$y_0 = -\frac{I}{e_1 \cdot A_1} \quad (3.32)$$

Interpretacja wzoru (3.32) jest taka, że im mniejsza jest wartość mimośrod e_1 tym większa jest odległość do osi obojętnej y_0 , co oznacza, że w większym obszarze przekroju materiału śruby występuje jednorodny stan naprężeń ściskających lub rozciągających. Zwiększanie mimośrod e_1 powoduje zaś, że oś obojętna przemieszcza się w kierunku osi symetrii śruby. Oznacza to, że oś obojętna może znajdować się w materiale śruby lub poza nim. Jednocześnie, oś obojętna nigdy nie przechodzi przez środek ciężkości przekroju ($y_0 \neq 0$), ponieważ mimośród e_1 występuje w mianowniku wzoru (3.32). Dziedziną zmian wartości mimośrod jest zakres (3.33) ograniczony z powodów fizycznych.

$$-\frac{d_3}{2} \leq e_1 \leq \frac{d_3}{2} \quad (3.33)$$

Zwykle, wartości mimośrod e_1 przyjmuje się uwzględniając warunek, np. podany w pracy Hobbs i in. [35], względem średnicy gwintu d_3 , który obejmuje zbiór (3.34).

$$\frac{e_1}{d_3} = (0,00 \div 0,33) \quad (3.34)$$

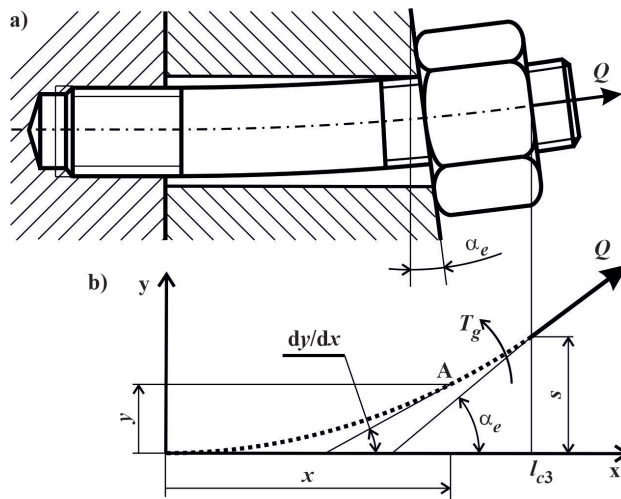
3.4.2. Nierównoległość powierzchni oporowej nakrętki

Przykład zginania śruby podczas dokręcania nakrętki, spowodowanego nierównoległością powierzchni oporowej, charakteryzowaną przez dany kąt α_e , przedstawiono na rysunku 3.6a. Materiał śruby jest obciążony momentem zginającym T_g oraz rozciągany siłą Q (rys. 3.6b). Ze względu na małą wartość kąta α_e , przyjęto założenie upraszczające, że śruba nie jest obciążona na ścinanie.

Strzałkę ugięcia śruby rozpatrzono w płaszczyźnie rysunku 3.6 w kierunku osi y . Krzywiznę ugiętej śruby można opisać równaniem różniczkowym o postaci (3.35). Jest to postać równania różniczkowego drugiego rzędu,

w którym występuje pierwsza y' i druga y'' pochodna przemieszczenia osi śruby w kierunku dodatnich wartości osi y układu współrzędnych przyjętego do rozważań.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{y''}{\sqrt{[1 + (y')^2]^3}} \quad (3.35)$$



Rys. 3.6. Przykład połączenia, w którym śruba jest zginana: a) schemat geometryczny; b) sposób obciążenia i przebieg osi ugiętej

Pomiędzy krzywizną ρ , obciążeniem momentem zginającym i sztywnością na zginanie zachodzi również związek opisywany równaniem (3.36). W równaniu tym, wszystkie wielkości występujące z jego prawej strony mogą być zmiennymi zależnymi od bieżącej odległości x , mierzonej wzdłuż osi x układu współrzędnych na rysunku 3.6b.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{T_{g(x)}}{E(x) \cdot I(x)} \quad (3.36)$$

Z uwagi na to, że śruby pracujące w warunkach zginania wykonywane są zwykle z tworzyw metalicznych, które mają strukturę polikrystaliczną, można przyjąć, że charakteryzują się one właściwościami izotropowymi na całej długości od $x = 0$ do $x = l_{c3}$ (rys. 3.6b). Wynika stąd, że moduł Young'a ma wartość stałą. Chociaż średnica gwintu d_3 ma często mniejszą wartość niż część prowadząca trzonu śruby d_c , to wpływ tej różnicy na jej

sztwywność giętną pozostaje nieznaną (szerzej tę problematykę omówiono w podrozdziałach 1.2 i 1.6). Stąd, można przyjąć założenie, że wartość osiowego momentu bezwładności przekroju, liczona zgodnie ze wzorem (3.37) nie zmienia się na całej długości śruby. Wartość obciążenia momentem zginającym, który jest jedyną wielkością zależną od miejsca położenia punktu A o współrzędnych (x, y) , można zapisać wzorem (3.38), w którym uwzględniono generowanie momentu zginającego śrubę przez siłę osiową $Q = \text{const}$. Największą wartość, opisaną wzorem (3.39), moment ten przyjmuje w początku układu współrzędnych, kiedy $x = 0$ oraz $y = 0$.

$$I_{(x)} = I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \text{const} \quad (3.37)$$

$$T_{g(x)} = T_g + Q \cdot (l_{c3} - x) \cdot \sin(\alpha_e) - Q \cdot (s - y) \cdot \cos(\alpha_e) \quad (3.38)$$

$$T_{g(x=0)} = T_g + Q \cdot [l_{c3} \cdot \sin(\alpha_e) - s \cdot \cos(\alpha_e)] \quad (3.39)$$

Z warunku wytrzymałościowego na zginanie, można jednocześnie zapisać zależność (3.40), w której wartość W_x jest określona równaniem (3.41).

$$T_{g(x=0)} = \sigma_g \cdot W_x \quad (3.40)$$

$$W_x = \frac{I}{\frac{d_3}{2}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \quad (3.41)$$

Podobnie, z warunku wytrzymałości na rozciąganie śruby, można zapisać wzór (3.42).

$$Q = \sigma_r \cdot A_1 = \frac{\sigma_r \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} \quad (3.42)$$

Prawe strony zależności (3.35) i (3.36) można porównać. Uwzględnia się przy tym fakt, że składnik $(y')^2$, występujący w mianowniku równania (3.35) jest nieskończenie mały wyższego rzędu niż pozostałe wielkości występujące po prawej stronie tego równania, więc jego pominięcie nie wpływa znacząco na rozwiązanie poszukiwane dla zakresu małych (sprężystych) ugięć. Małe ugięcie ma miejsce w najczęściej występujących warunkach eksploatacyjnych elementów, o dużej sztywności giętnej $E \cdot I$ lub względnie małym obciążeniu momentem zginającym, których zadaniem nie jest akumulacja energii

odkształcenia sprężystego [18]. Zredukowanie wspomnianego składnika pozwala oddzielić zmienny moment i zapisać jako równanie (3.43).

$$E \cdot I \cdot y'' = E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = T_{g(x)} \quad (3.43)$$

Po podstawieniu wartości z zależności (3.38) do (3.43), równanie różniczkowe krzywej ugięcia śruby pod obciążeniem wynikającym z momentu i siły osiowej przyjmuje postać (3.44).

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = T_g + Q \cdot [(l_{c3} - x) \cdot \sin(\alpha_e) - (s - y) \cdot \cos(\alpha_e)] \quad (3.44)$$

Całką ogólną równania (3.44) jest zależność (3.45), w której C_3 i C_4 są dowolnymi stałymi, których wartości można wyznaczyć z warunków brzegowych, a C_5 jest stałą postaci (3.46), dla której wszystkie zmienne występujące z prawej strony równania są znane konstruktorowi.

$$y = C_3 \cdot \cosh(C_5 \cdot x) + C_4 \cdot \sinh(C_5 \cdot x) - \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} - (l_{c3} - x) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) + s \quad (3.45)$$

$$C_5 = \sqrt{\frac{Q \cdot \cos(\alpha_e)}{E \cdot I}} \quad (3.46)$$

Przebieg krzywej ugięcia na rysunku 3.6b jest taki, że w początku układu współrzędnych dla $x = 0$ również $y = 0$. Uwzględniając wartości funkcji trygonometrycznych, tj. $\sinh(0) = 0$ oraz $\cosh(0) = 1$, równanie ugięcia śruby dla punktu o współrzędnych $(0, 0)$ ma postać (3.47).

$$0 = C_3 \cdot 1 + 0 - \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} - (l_{c3} - 0) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) + s \quad (3.47)$$

Równanie (3.47) można przekształcić w celu wyznaczenia stałej całkowania C_3 , której funkcja jest określona zależnością (3.48). Wartości tej stałej nie można obliczyć na tym etapie z powodu nieznannej strzałki ugięcia s .

$$C_3 = \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} + l_{c3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) - s \quad (3.48)$$

Aby wyznaczyć funkcję kąta ugięcia, należy różniczkować $\frac{dy}{dx}$ równanie (3.45), wynikiem czego jest zależność (3.49).

$$y' = C_3 \cdot C_5 \cdot \sinh(C_5 \cdot x) + C_4 \cdot C_5 \cdot \cosh(C_5 \cdot x) + \operatorname{tg}(\alpha_e) \quad (3.49)$$

Wykorzystując warunek brzegowy, kiedy dla $x = 0$ kąt ugięcia również jest zerowy $y' = 0$, wartość funkcji kąta ugięcia, dla punktu znajdującego się w początku układu współrzędnych na rysunku 3.6b, można zapisać jako zależność (3.50).

$$0 = 0 + C_4 \cdot C_5 \cdot 1 + \operatorname{tg}(\alpha_e) \quad (3.50)$$

Z równania (3.50) można wyznaczyć, dotychczas nieznaną, wartość stałej całkowania C_4 , która jest określona wzorem (3.51).

$$C_4 = \frac{-\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} = -\operatorname{tg}(\alpha_e) \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{Q \cdot \cos(\alpha_e)}} \quad (3.51)$$

Do równania (3.45) można podstawić obydwie stałe całkowania, tj.: C_3 z zależności (3.48) i C_4 według wzoru (3.51). Funkcja ugięcia śruby, obciążonej z powodu braku występowania prostopadłości powierzchni oporowej śruby (nakrętki) do jej nieodkształconej osi, ma postać (3.52) a po uporządkowaniu – (3.53).

$$y = \left[\frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} + l_{c3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) - s \right] \cdot \cosh(x \cdot C_5) - \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot \sinh(x \cdot C_5) - \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} - (l_{c3} - x) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) + s \quad (3.52)$$

$$y = \left[\frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} + l_{c3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) - s \right] \cdot \left[\cosh(x \cdot C_5) - 1 \right] - \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot \sinh(x \cdot C_5) + x \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) \quad (3.53)$$

Wykorzystując fakty, które wynikają z rysunku 3.6b, że na końcu długości śruby $x = l_{c3}$ oraz że wartość strzałki ugięcia w kierunku osi y wynosi $y_{(x=l_{c3})} = s$, równanie (3.53) można zapisać w postaci (3.54).

$$s = \left[\frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} + l_{c3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) - s \right] \cdot \left[\cosh(l_{c3} \cdot C_5) - 1 \right] - \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot \sinh(l_{c3} \cdot C_5) + l_{c3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) \quad (3.54)$$

Wzór (3.54), po rozdzieleniu zmiennych i uporządkowaniu, przyjmuje postać (3.55), z której można obliczyć strzałkę ugięcia śruby s .

$$s = \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} \cdot \left[1 - \frac{1}{\cosh(l_{c3} \cdot C_5)} \right] + \operatorname{tg}(\alpha_e) \cdot \left[l_{c3} - \frac{\operatorname{tgh}(l_{c3} \cdot C_5)}{C_5} \right] \quad (3.55)$$

W celu uzupełnienia, wcześniej nie w pełni określonej stałej całkowania C_3 , wartość strzałki ugięcia s , obliczoną ze wzoru (3.55) można podstawić do zależności (3.48), a po skróceniu takich samych wyrazów lecz różnych znaków pozostaje równanie (3.56).

$$C_3 = \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} \cdot \frac{1}{\cosh(l_{c3} \cdot C_5)} + \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot \operatorname{tgh}(l_{c3} \cdot C_5) \quad (3.56)$$

Ostatecznie, funkcja opisująca przebieg krzywej ugięcia ma postać (3.57).

$$y = \left[\frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} \cdot \frac{1}{\cosh(l_{c3} \cdot C_5)} - \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot \operatorname{tgh}(l_{c3} \cdot C_5) \right] \times \quad (3.57) \\ \times \left[\cosh(x \cdot C_5) - 1 \right] - \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot \sinh(x \cdot C_5) + x \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e)$$

Podobnie jak dla strzałki ugięcia, znając wartości wszystkich stałych oraz s ze wzoru (3.55), na podstawie wzoru (3.49) można również podać funkcję opisującą przebieg kąta ugięcia. Dla prawego końca śruby, w miejscu, gdzie $x = l_{c3}$, kąt ugięcia został opisany na rysunku 3.6b jako α_e , a pochodna ugięcia $y' = \frac{dy}{dx} = \operatorname{tg}(\alpha_e)$. Po podstawieniu tych wartości do równania (3.49), otrzymano zależność (3.58).

$$\operatorname{tg}(\alpha_e) = \left\{ \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} + l_{c3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_e) - \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} \times \right. \quad (3.58) \\ \left. \times \left[1 - \frac{1}{\cosh(l_{c3} \cdot C_5)} \right] - \operatorname{tg}(\alpha_e) \cdot \left[l_{c3} - \frac{1}{C_5} \cdot \operatorname{tgh}(l_{c3} \cdot C_5) \right] \right\} \times \\ \times C_5 \cdot \sinh(l_{c3} \cdot C_5) - \frac{\operatorname{tg}(\alpha_e)}{C_5} \cdot C_5 \cdot \cosh(l_{c3} \cdot C_5) + \operatorname{tg}(\alpha_e)$$

Po uporządkowaniu wzoru (3.58) i uwzględnieniu zależności (3.59), pomiędzy wartościami trygonometrycznych funkcji hiperbolicznych liczonymi dla tego samego kąta, można powiązać $\sin(\alpha_e)$ z $\sinh(l_{c3} \cdot C_5)$ w postaci równości (3.60).

$$\cosh^2(l_{c3} \cdot C_5) - \sinh^2(l_{c3} \cdot C_5) = 1 \quad (3.59)$$

$$\sin(\alpha_e) = \frac{T_g \cdot C_5}{Q} \cdot \sinh(l_{c3} \cdot C_5) \quad (3.60)$$

Na tym etapie zostały obliczone wszystkie zmienne, niezbędne do podstawienia do wzoru (3.39), tj. s obliczono ze wzoru (3.55) i $\sin(\alpha_e)$ – z zależności (3.60). Moment zginający, obciążający śrubę w przekroju o współrzędnej $x = 0$, ma wartość (3.61).

$$T_{g(x=0)} = T_g + Q \cdot \left\langle l_{c3} \cdot \frac{T_g \cdot C_5}{Q} \cdot \sinh(l_{c3} \cdot C_5) - \left\{ \frac{T_g}{Q \cdot \cos(\alpha_e)} \times \right. \right. \\ \times \left[1 - \frac{1}{\cosh(l_{c3} \cdot C_5)} \right] - \operatorname{tg}(\alpha_e) \times \\ \left. \left. \times \left[l_{c3} - \frac{\operatorname{tgh}(l_{c3} \cdot C_5)}{C_5} \right] \right\} \cdot \cos(\alpha_e) \right\rangle \quad (3.61)$$

Po uporządkowaniu i uwzględnieniu zależności (3.59) pomiędzy funkcjami trygonometrycznymi, wzór (3.61) przyjmuje postać (3.62) lub (3.63).

$$T_{g(x=0)} = \frac{Q}{C_5} \cdot \frac{\sin(\alpha_e)}{\operatorname{tgh}(l_{c3} \cdot C_5)} \quad (3.62)$$

$$T_{g(x=0)} = T_g \cdot \cosh(l_{c3} \cdot C_5) \quad (3.63)$$

Wartość maksymalnego momentu zginającego $T_{g(x=0)}$ w przekroju dla $x = 0$ (rys. 3.6) można następnie wyrazić w funkcji naprężeń, zgodnie ze wzorem (3.40), wartość stałej C_5 – na podstawie zależności (3.46), wskaźnik wytrzymałości W_x – poprzez równanie (3.42), moment geometryczny I – jako (3.37), a siłę obciążającą śrubę Q – za pomocą naprężeń rozciągających σ_r według wzoru (3.42), przez co zależność (3.62) sprowadza się do wyrażenia (3.64).

$$\sigma_g \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{32} = \frac{\frac{\sigma_r \cdot \pi \cdot d_3^2}{4}}{\sqrt{\frac{\frac{\sigma_r \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \cos(\alpha_e)}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}}} \cdot \frac{\sin(\alpha_e)}{\operatorname{tgh} \left[l_{c3} \cdot \sqrt{\frac{\frac{\sigma_r \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \cos(\alpha_e)}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}} \right]} \quad (3.64)$$

Równanie (3.64), po uproszczeniu, przyjmuje postać (3.65), gdzie wartość naprężeń zginających śrubę użytą w konstrukcji, w której oś symetrii nieodkształconej śruby nie jest prostopadła do powierzchni oporowej nakrętki (lub łba), została wyrażona za pomocą parametrów geometrycznych, materiałowych oraz obciążenia siłą osiową. Wszystkie parametry, występujące

w równaniu (3.65), są znane na etapie konstruowania złącza śrubowego, a wzór ten może zostać wykorzystany do kontroli spełnienia nierówności zapisanej z prawej jego strony, jeżeli naprężenia zginające dominują w materiale obliczanej śruby.

$$\sigma_g = \frac{2 \cdot \sigma_r}{\sqrt{\frac{\sigma_r \cdot \cos(\alpha_e)}{E}}} \cdot \frac{\sin(\alpha_e)}{\operatorname{tgh}\left[\frac{4 \cdot l_{c3}}{d_3} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_r \cdot \cos(\alpha_e)}{E}}\right]} \leq k_g \quad (3.65)$$

Niezależnie od tego czy kąt α_e leży w pierwszej czy w czwartej ćwiartce układu współrzędnych, początkowe wyrazy szeregu Taylor'a, dla funkcji występujących w równaniu (3.65), gdy ich argument dąży do zera, opisują odpowiednio wzory (3.66)÷(3.68).

$$\lim_{\alpha_e \rightarrow 0^+} \sin(\alpha_e) = \alpha_e - \frac{\alpha_e^3}{6} + \frac{\alpha_e^5}{120} + \dots \quad (3.66)$$

$$\lim_{\alpha_e \rightarrow 0^+} \cos(\alpha_e) = 1 - \frac{\alpha_e^2}{2} + \frac{\alpha_e^4}{24} - \frac{\alpha_e^6}{720} + \dots \quad (3.67)$$

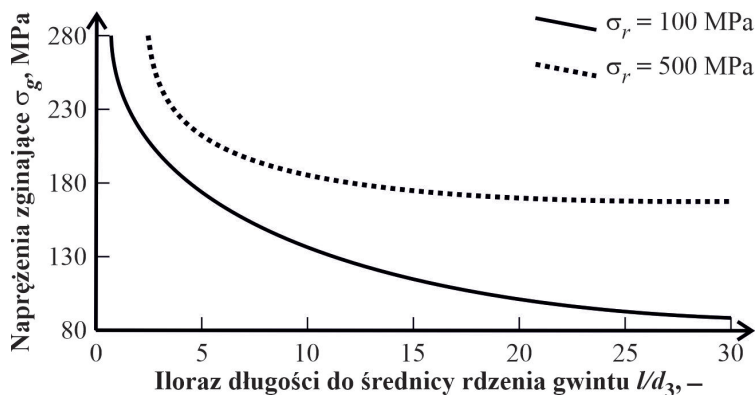
$$\lim_{\alpha_e \rightarrow 0^+} \operatorname{tgh}(\alpha_e) = \alpha_e - \frac{\alpha_e^3}{3} + \frac{2 \cdot \alpha_e^5}{15} + \dots \quad (3.68)$$

Przy rozpatrywaniu zagadnień inżynierskich, dla małych wartości kątów charakteryzowanych miarą łukową, przyjmuje się wyłącznie pierwszy wyraz szeregu, czyli $\sin(\alpha_e) \approx \alpha_e$ oraz $\cos(\alpha_e) \approx 1$ a także wartość funkcji tgh jest w przybliżeniu równa mierze tego kąta. W takim przypadku, w celu obliczenia wartości naprężenia zginającego można użyć zależności (3.65) uproszczonej do postaci (3.69), którą proponuje również Orlov [69].

$$\sigma_g = 0,5 \cdot \frac{d_3}{l} \cdot E \cdot \alpha_e \quad (3.69)$$

Zależność naprężeń zginających od ilorazu długości śruby do średnicy rdzenia $\frac{l}{d_3}$ przedstawiono na rysunku 3.7. W przypadku jednoczesnego rozciągania, skręcania i zginania, warunek wytrzymałości zmęczeniowej przyjmuje postać (3.70).

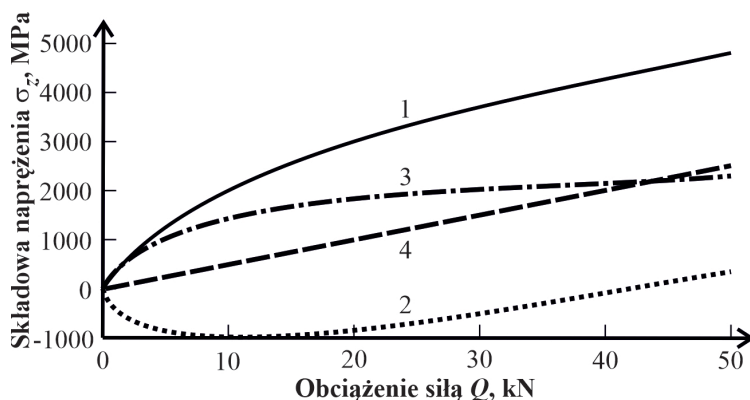
$$\sigma_z = \sqrt{(\sigma_r + \sigma_g)^2 + \left(\frac{k_r}{k_s} \cdot \tau\right)^2} \leq k_r \quad (3.70)$$



Rys. 3.7. Przebieg naprężeń zginających σ_g w zależności od ilorazu $\frac{l}{d_3}$ [69]

3.4.3. Badanie właściwości śrub obciążonych nieosiowo

W warunkach laboratoryjnych, badanie śrub obciążonych mimośrodowo przeprowadza się aparatem Amslera. Śruby obciążane są siłami cyklicznie zmiennymi, których wartości maksymalne zwiększane są aż do uszkodzenia materiału. Naprężenia w badanej śrubie mierzone są za pomocą tensometrów przyklejonych do nienagwintowanej części trzonu. Rejestrowane są co najmniej wartości maksymalne i minimalne oraz obliczane średnie generowanych naprężeń. Wyniki badań przeprowadzonych dla śrub M12×80 8.8 oraz wartości mimośrodu $e_1 = 4$ mm przedstawiono na rysunku 3.8.



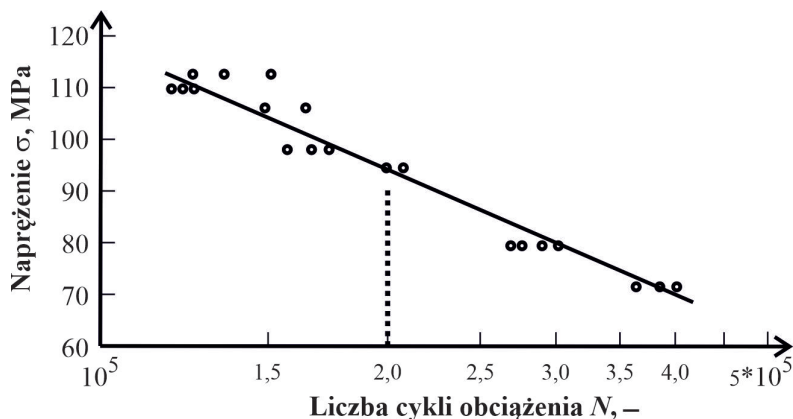
Rys. 3.8. Zależność naprężenia zastępczego od obciążenia siłą Q śruby M12×80 8.8 dla mimośrodu o wartości $e_1 = 4$ mm oraz następujących wielkości naprężenia [72]: 1 – maksymalnych, 2 – minimalnych, 3 – zginających, 4 – osiowych

Testy zmęczeniowe dla śruby obciążonej mimośrodowo, opisane w pracy [72], przeprowadzane były przy zastosowaniu pięciu różnych wartości mimośrodu e_1 względem wierzchołkowej średnicy gwintu d . Ich wyniki zostały przedstawione w tabeli 3.2. Badania prowadzone były przy wymuszeniu obciążeniem o wartości w granicach $(30 \div 50)$ kN. Dla każdej wartości mimośrodu e_1 był wykonywany wykres $\sigma = f(N)$ (rys. 3.9), definiowany przez 20 punktów reprezentujących dane, przy których nastąpiło uszkodzenie śruby. Współczynniki prostej regresji były obliczane dla każdego określonego przebiegu i używane do określenia naprężenia zmęczeniowego przy podstawie próby wynoszącej 2×10^5 cykli. Zadawanie obciążenia i wartości mimośrodu e_1 , umożliwiło obliczenie maksymalnej amplitudy naprężenia, w płaszczyźnie największego zginania, i wykorzystanie wykresu naprężenie-liczba cykli do wyznaczenia przewidywanej trwałości przy obciążeniu zmęczeniowym. Wrażliwość materiału śruby na zginanie uzależniona jest także od przebiegu jej obróbki cieplnej, szczególnie od temperatury odpuszczania. Wyniki badań dotyczących tej problematyki zostały sformułowane w literaturze [2] i są następujące:

- śruby wykonane ze stali niestopowych i stopowych, z przedziałem dopuszczalnej wytrzymałości na zginanie $k_g = (800 \div 1200)$ MPa, nie są wrażliwe na nachylenie powierzchni oporowej,
- śruby wykonane ze stali wysokowytrzymałych, o wytrzymałości do rażnej $R_m = (1300 \div 1600)$ MPa, mają mniejszą wytrzymałość na zginanie,
- odporność na zginanie śrub wykonanych ze stali zwiększa się wraz z podwyższaniem temperatury odpuszczania, co wiąże się ze zwiększaniem ciągliwości materiału.

Tab. 3.2. Charakterystyka badań zmęczeniowych śruby M12×80 8.8 obciążonej mimośrodowo przy podstawie próby wynoszącej 2×10^5 cykli [72]

Analizowany parametr			
Mimośród e_1 , mm	Mimośradowość względna $\frac{e_1}{d}$, –	Naprężenie względne $\frac{\sigma_g}{\sigma_r}$, –	Wytrzymałość zmęczeniowa $Z_{r\chi}$, MPa
0,5	0,042	1,002	103,2
1,0	0,083	1,027	105,4
2,0	0,167	1,060	98,8
3,0	0,250	1,085	96,7
4,0	0,333	1,111	94,7



Rys. 3.9. Zależność naprężenia w rdzeniu śruby od liczby cykli obciążenia zmęczeniowego

3.5. Gwinty w narzędziach do głębokiego wiercenia

Osobnym zagadnieniem dotyczącym gwintowych połączeń rozłącznych jest ich wykorzystanie w skręcanych narzędziach rurowych przeznaczonych do wiercenia rdzeniowego. Model wytrzymałościowy budowany jest w oparciu o cienkościenną rurę poddaną obciążeniom rozciągającym σ_r i skręcającym τ_S . Podczas wiercenia rdzeniowego, uszkodzenie następuje wskutek zerwania gwintu pod wpływem naprężeń zmęczeniowych, charakteryzowanych przez naprężenia średnie σ_m i amplitudę naprężenia σ_a , oraz zaniku szczelności połączenia [79, 113].

Większość prac na temat łączenia rurowych ciągów wiertniczych dotyczy rur, które charakteryzują się dużą grubością ścianki oraz posiadają rozszerzony zakres tolerancji geometrycznej zarysu gwintu [4, 84, 94]. Te istotne cechy konstrukcyjne powodują, że wnioski dotyczące konstrukcji ciągów wiertniczych nie mogą być wykorzystywane w budowie urządzeń do wiercenia rdzeniowego [17, 68, 90].

Konstrukcja narzędzi do wiercenia rdzeniowego bazuje na normach American Petroleum Institute API RP 7G [10]. Wymiary geometryczne złącza rurowego, obliczone na podstawie tych norm, teoretycznie zapewniają przeniesienie większego momentu roboczego w porównaniu z normą API RSC. Jest to wynikiem zastosowania w tej pierwszej normie liniowej zależności pomiędzy momentem obrotowym T_c a roboczą siłą osiową Q_r . Według ba-

dań, które opublikowali Yong i in. [112], uproszczenie takie może być stosowane w obliczeniach wtedy, gdy siła osiowa uzyskuje wartości określone dla pierwszego przedziału obciążenia roboczego Q_r . Błędne założenia obliczeniowe powodują, że konstrukcje zaprojektowane zgodnie ze standardami API RP 7G ulegają bardzo często uszkodzeniom podczas głębokiego wiercenia rdzeniowego z powodu koncentracji naprężeń na walcowych powierzchniach z naciętym gwintem [10, 112, 113].

Prace badawcze dotyczące gwintów naciętych na cienkościennych narzędziach do wiercenia rdzeniowego, początkowo miały na celu znalezienie zależności pomiędzy zbieżnością gwintu a jego wytrzymałością σ_z oraz wpływem długości gwintu l_3 na rozkład naprężeń. Prace te prowadzone były w oparciu o analizę matematyczną, której wyniki były weryfikowane testami laboratoryjnymi rozciągania i skręcania [104]. Wyniki wykazały, że zwiększenie skoku P i długości l_3 gwintu może przyczynić się do poprawienia rozkładu naprężenia σ na długości połączenia gwintowego. Określono również zależności pomiędzy pasowaniem gwintu na urządzeniu z rozszerzalną obudową a zachowaniem warunku szczelności. Udowodniono, że połączenie gwintowe o luźnym pasowaniu umożliwia uzyskanie szczelności połączenia ze względu na równoczesne powstawanie naprężeń skręcających τ_S i deformacji na powierzchni współpracy gwintu. Zaproponowano nową konstrukcję gwintu o zmiennym skoku P na jego długości l_3 . W wyniku skręcenia części rurowych, na długości gwintu uzyskuje się różne pasowania. Skrajne części są pasowane z wciskiem, a środkowa część – pasowana luźno.

W pracach [45, 88] podano wyniki wytrzymałościowych obliczeń analitycznych gwintu wykonanego na profilu cienkościennym i poddanego obciążeniu zmęczeniowemu. Analizowano warunki, w których następuje przekroczenie wartości naprężeń dopuszczalnych i opracowano model mechanizmu pęknięcia obszarów rury z naciętym gwintem. Wynikiem tych prac było opracowanie modułu obliczeniowego, jako podprogramu MES, przeznaczonego do analizy wytrzymałościowej cienkościennych, rurowych urządzeń wiertniczych. W oparciu o nieliniową teorię elementów skończonych, przeprowadzona została symulacja zmian naprężeń σ_z w rurze podczas wiercenia głębokich otworów dla zbudowanego, quasi-trójwymiarowego modelu [12, 25, 111]. Wyniki analizy nieliniowej dynamiki mechanicznej gwintu pozwoliły na uzyskanie map rozkładu naprężenia σ_z i odkształcenia ε_1 . Mapy te wykorzystano do obliczenia siły w gwincie Q_c na podstawie jego wymiarów geometrycznych, w tym: średnicy rdzenia d_3 , skoku gwintu P , długości części nagwintowanej l_3 oraz parametrów technologicznych wiercenia (w tym głą-

bokości odwiertu, prędkości wiercenia i przyrostu temperatury). Modyfikacja modeli numerycznych, prowadzona poprzez wprowadzenie dodatkowych wskaźników i parametrów procesu wiercenia miała na celu przewidywanie trwałości zmęczeniowej L_h złącza rury wiertniczej [111].

Wang i in. [105] przedstawili wyniki badań urządzeń do wiercenia głębokich otworów o dużej średnicy, które łączone są za pomocą gwintu trapezowego. Analiza MES, w której zastosowano obciążenie jedynie siłą roboczą Q_r , miała na celu rozwiązanie zadania optymalizacji rodzaju gwintu, średnicy rdzenia d_3 i długości skręcenia l_3 ze względu na zmniejszenie naprężeń zredukowanych. Weryfikację wyników obliczeń numerycznych przeprowadzono laboratoryjnie, podczas których rozkład naprężeń σ_z w zwojach gwintu analizowany był w sposób pośredni, poprzez badanie szczelności połączenia pod wpływem siły osiowej Q . Pozwoliło to na sprecyzowanie następujących wniosków:

- pod działaniem siły rozciągającej Q_r , koncentracja naprężeń występuje na obydwu końcach gwintu. Minimalna wartość naprężenia σ_r obserwowana jest w części środkowej gwintu. Zwiększenie liczby zwojów gwintu powoduje zmniejszenie wartości naprężeń lecz ich koncentrację na obydwu końcach,
- w połączeniu gwintowym poddawany obciążeniu rozciągającemu, współczynnik koncentracji naprężeń zwiększa się wraz ze wzrostem kąta zarysu gwintu α_t , natomiast maleje przy zwiększaniu wysokości zarysu,
- analiza numeryczna wskazała, że pod względem wytrzymałościowym oraz zdolności zachowania szczelności, najlepszymi właściwościami ma gwint stożkowy, nacięty na powierzchni o zbieżności 1:32.

Zagadnienie szczelności połączenia rurowego rozpatrywane jest często jako oddzielny problem konstrukcyjny, bez wiązania go z wytrzymałością gwintu. Praktyka projektowania rur do odwiertów bazuje na kwalifikowaniu połączeń na podstawie nominalnych wartości odporności na wycieki gwarantowanych przez producentów. Wartości te uzyskuje się poprzez testowanie połączeń rurowych. Podlega ono działaniu wymaganego ciśnienia wewnętrznego z jednoczesnym oddziaływaniem temperatury. Jeżeli złącze poddane takim badaniom nie traci szczelności to kwalifikowane jest jako spełniające wymagania normatywne. Analiza niezawodności połączenia i ryzyka wystąpienia rozszczelnienia umożliwia obliczenie granicznych parametrów czynników roboczych. Wartości graniczne służą do zdefiniowania równań stanu granicznego. Specyfikacje API [95] zawierają model obliczeniowy w postaci

równań, służących do przewidywania ciśnienia wycieku, w którym jednak nie uwzględnia się wpływu obciążeń osiowych Q , mimo, że opór przepływu jest od nich zależny [82, 83]. Rozwinięciem modeli matematycznych, zawartych w pracy [95], są równania uzyskane po uwzględnieniu wpływu siły osiowej oraz oporów wiercenia [29]. Obydwa modele matematyczne bazują na teorii sprężystości. W związku z tym, modele te nie uwzględniają efektów plastyczności, zjawiska poślizgu i separacji styków podczas definiowania warunku szczelności.

Badania opublikowane w pracach [86, 98] mają znaczenie dla, opartej na niezawodności, metodyki projektowania złącza rurowego. Rozwinięcie tej metodyki zawarto w publikacji [96], gdzie przedstawiono uproszczone modele matematyczne, wykorzystywane do szacowania prawdopodobieństwa nieszczelności w funkcji błędów produkcyjnych, liczby testów kontrolnych, niewykrytych przypadkowych wad w wyrobie gotowym i błędów montażu. Zaproponowano metodologię konstruowania złącza gwintowego połączeń rurowych, które – przy losowo zmiennym oddziaływaniu narażeń roboczych – umożliwiają uzyskanie złącza odpornego na wycieki. Jako obiekt badawczy zastosowano złącze bazujące na wytycznych normalizacyjnych API, ale metodologia obliczeń może być zastosowana do weryfikacji połączeń z uszczelnieniem metal-metal, opartych o inne dokumenty normalizacyjne. Proces projektowania, wraz z analizą wytrzymałościową MES, wykonywany był w oparciu o osiowo-symetryczny model bryłowy, przy uwzględnieniu zmienności geometrycznej wynikającej z tolerancji wymiarowej. Model obciążony był ciśnieniem wewnętrznym oraz siłą osiową Q o wartości zmieniającej się w zadanym przedziale. Wynikiem analizy wytrzymałościowej są wykresy powłokowe, uwzględniające parametry indywidualne konstrukcji rurowej oraz efekty krzyżowe dla najważniejszych zmiennych.

W pracy [96] zaproponowano następujące zalecenia dotyczące metodyki badań i związane z nimi ograniczenia dotyczące projektowania:

- połączenie gwintowe obudowy rurowej należy modelować jako osiowo-symetryczne, które umożliwi uzyskanie rozkładu nacisków na gwincie spowodowanych momentem dokręcającym T_c , obciążeniami osiowymi Q i ciśnieniem wewnętrznym [20]. Modele osiowo-symetryczne nie uwzględniają skutków owalności ani odkształceń plastycznych spowodowanych zginaniem złącza rurowego. Nieliniowość osi rur podczas montażu jest istotnym problemem wpływającym na szczelność połączenia. Efekty owalności i zginania można uwzględnić wykorzystując przestrzenne elementy bryłowe (3D FE),

- w celu zdefiniowania szczelności stosować dwa kryteria, opisane w literaturze [31, 97], bazujące na naciskach na ścianki rury w miejscu wykonania powierzchni gwintowej. W opisywanych modelach nie uwzględnia się wpływu zmian temperatury. W rzeczywistości odkształcenia osiowe i promieniowe spowodowane zmianami temperatury zmniejszają siłę docisku skręconych elementów,
- do budowy modelu numerycznego niezbędne są parametry statystyczne rozkładu wymiarów geometrycznych zarysu gwintu wykonanego z założonym polem tolerancji. Podczas modelowania, nie stosuje się rzeczywistych odchyłek wymiarów zarysu gwintu a jedynie tolerancje wymiarowe określone w standardach API [95],
- w celu wyznaczenia ciśnienia, powodującego rozszczelnienie, przeprowadzić analizę statyczną z uwzględnieniem nieliniowości materiału (zachowanie plastyczne) oraz nieliniowości geometrycznej gwintu (dzięki predefiniowanym odchyleniom zarysu). Numeryczny model konstytutywny sprężysto-plastyczny uwzględnia umocnienie izotropowe, powstające w następstwie wieloosiowego odkształcenia plastycznego i rzeczywistego naprężenia, definiowanego wzorami opisanymi w pracy [83]. Oddziaływanie sił działających stycznie do łączonych elementów opisywane jest przez liniowy model tarcia Coulomba,
- w oparciu o modele zmian ciśnienia i zmienne losowe geometrii zarysu gwintu, z wykorzystaniem metody Monte Carlo, wygenerować wyniki, umożliwiające uzyskanie złącza odpornego na wycieki.

3.6. Modelowanie wytrzymałości połączeń

W konstrukcjach, w których zastosowano śrubowe połączenia gwintowe obciążone siłą napięcia wstępnego Q_w oraz siłą pochodząca od czynnika roboczego Q_r , należy przeprowadzić analizę wpływu obciążeń statycznych i dynamicznych na sztywność c_1 połączenia śrubowego. Naciski, wywierane przez łeb śruby na powierzchnię łączoną, mogą powodować deformację zarówno łba śruby jak i powierzchni oporowej. Wyniki interakcji sprężystej ściskanej powierzchni łączonej na wstępne obciążenie śrub, zawiera wiele publikacji, np. [58, 103, 116]. Wykorzystano w nich wyprowadzenia równań matematycznych służących do analizy prognozowanej sztywności trzonu śruby [110]. Dodatkowo, wyniki zostały wykorzystane do modyfikacji algo-

rytmu programu obliczeniowego, a w szczególności do weryfikacji sposobu modelowania warunków styku łączonych elementów.

Połączenie wielośrubowe obciążone napięciem wstępnym Q_w poddane zostało procesowi optymalizacji grubości złącza l_2 , średnicy trzpienia śruby d oraz wymiaru pod klucz S łba śruby i nakrętki. Celem optymalizacji opisanej w pracy [114] była zmiana sztywności c_1 śrub oraz elementów łączonych c_2 w taki sposób, aby uzyskać zmniejszenie wartości amplitudy naprężeń σ_a w śrubach. W opracowaniach [102, 110] zaproponowano uproszczone równania matematyczne, umożliwiające obliczenie sztywności c_1 trzpienia i łba śruby. Równania te wyprowadzono w oparciu o model analityczny obejmujący trójwymiarową symetrię osiową połączeń śrubowych. Danymi wejściowymi do obliczeń są: współczynnik związany z parametrem chropowatości powierzchni w miejscu oparcia łba śruby, dopuszczalne naprężenia na powierzchni styku oraz częstotliwość drgań własnych śruby. Podobne badania opisano w publikacji [30], gdzie analiza wytrzymałościowa z wykorzystaniem MES posłużyła do opisu rozkładu naprężeń w połączeniu gwintowanym, uwzględniającego parametry geometryczne gwintu z zadanymi tolerancjami: kształtu zarysu gwintu, grubości zarysu gwintu u podstawy, skoku gwintu P oraz długości skręcenia l_3 . Dane te zostały wykorzystane do rozszerzenia zbioru warunków brzegowych definiowanych w programie obliczeniowym umożliwiającym obliczenie rozkładu sił i naprężeń w gwincie. Wyniki badań [30] zostały wykorzystane do symulacji rozkładu obciążenia osiowego współpracujących zarysów gwintu wewnętrznego i zewnętrznego [11]. Zaproponowano analityczną metodę obliczania naprężeń w łączonych elementach jako skutek działania siły osiowej. Dodatkowo, zamieszczono wykresy zależności pomiędzy siłą osiową Q i odpowiadające jej wartości odkształcenia zarysu gwintu. Uzupełnieniem tych badań jest opisany w pracy [9] model analityczny procesu wstępnego dokręcania śruby w połączeniu z warunkiem nieosiowości śruby i nakrętki oraz uwzględniający kątowe odchylenie osi nakrętki względem osi śruby.

Odmienne podejście do zagadnienia sztywności śrub zostało zaprezentowane w pracy [3], gdzie śruba wyizolowana z urządzenia została poddana wieloaspektowym badaniom wpływu geometrii kształtu na zmianę sztywności c_1 . Wyniki w tej pracy odnoszą się do łba śruby, który przenosi naprężenia osiowe Q na powierzchnię oporową. Poprzez proces walidacji wyników, otrzymanych z obliczeń MES, zaproponowano model matematyczny sztywności śruby c_1 , uwzględniający w obliczeniach następujące parametry: grubość łba śruby, średnicę otworu przelotowego w korpusie i średnicę

trzipienia śruby d . Pomimo tego, że model ten umożliwia otrzymanie przybliżonych wyników, stał się on podstawą do kolejnych wersji algorytmu służących do obliczenia sztywności łba śruby. Ze względu na skomplikowaną strukturę geometryczną gwintu śruby, dopuszcza się stosowanie uproszczonego modelu, bazującego na teorii belek Tymoszenki [3]. Elementy belkowe lub dwuwymiarowe modele osiowosymetryczne albo trójwymiarowe modele osiowosymetryczne [13, 99] są powszechnie używane do upraszczania modeli śrub poddawanych analizie z zastosowaniem metody elementów skończonych. Uproszczenie obejmuje rezygnację z linii gwintowej na elementach złącznych i zastąpienie jej odpowiednią relacją. Takie działanie umożliwia obliczenie naprężeń w rdzeniu śruby d_3 ale pozbawia możliwości obserwacji zmian naprężeń na powierzchniach bocznych zarysu gwintu śruby i nakrętki. Element belkowy zastępujący gwint pozostaje pod działaniem obciążenia osiowego Q , które powoduje ugięcie i powstanie naprężeń pod wpływem momentu gnącego i siły ścinającej. Iloraz wysokości do długości belki jest parametrem, który decyduje o możliwości pominięcia w analizie wytrzymałościowej skutków działania siły ścinającej.

W pracach [49, 50] zastosowano główne założenia, sformułowane w publikacji [3], w celu zbadania przemieszczenia dolnej powierzchni łba śruby pod wpływem obciążenia. Lu i in. [50] opublikowali symulację sztywności łba śruby przeprowadzoną za pomocą zaimplementowanego algorytmu optymalizacji Levenberg-Marquardt [44, 54]. Algorytm ten wykorzystywany jest dla modelu wielu zmiennych wejściowych, do których stosuje się dopasowanie nieliniowe. Plik wejściowy zawiera dane odnoszące się do zmiennych, jak np.: grubość łba śruby, wymiar zastępczy łba śruby, średnica śruby d , grubość łączonych części l_2 , moduł sprężystości materiału śruby E_1 i łączonych elementów E_2 . Najważniejszym wnioskiem, sprecyzowanym w pracy [50] jest stwierdzenie, że wraz ze wzrostem obciążenia zewnętrznego Q sztywność c_1 zmienia się skokowo tylko w pewnym, ograniczonym zakresie. Symulacje numeryczne dostarczyły również dowodu na to, że sztywność nie zmienia się wraz ze zmianą obciążenia osiowego, ale ma stałą wartość.

Badania nad luzowaniem śrub najczęściej koncentrują się na luzie wynikłym z obciążeń dynamicznych działających wzdłuż osi łącznika (obciążenia osiowe) [19, 28, 47, 80]. Mechanizm luzowania śrub pod wpływem siły osiowej, w postaci modelu matematycznego, przedstawiono w pracach [5, 51]. Udowodniono w nich, że ze względu na niejednorodność kontaktu pomiędzy zwojami gwintu na śrubie i nakrętce, uszkodzenie zwoju gwintu wykazuje zawsze cechy uszkodzenia miejscowego, a mechanizm zużycia jest głównie ad-

hezyjny, co prowadzi do zużycia ściernego [34] i braku kontaktu powierzchni bocznych zarysu gwintu. Badania eksperymentalne, których wyniki opublikował Junker [39], pozwoliły na stwierdzenie, że śruby są bardziej podatne na poluzowanie pod wpływem sił dynamicznych działających w kierunku prostopadłym do osi śruby. Stwierdzono także, że możliwość poprzecznego przemieszczenia śruby ma wpływ na zmniejszenie siły napięcia wstępnego Q_w . Wyniki badań doprowadziły do skonstruowania tzw. poprzeczki Junkera, która jest maszyną laboratoryjną służącą do badania wpływu wibracji na luzowanie połączenia śrubowego.

Według literatury, proces samoluzowania śruby może być podzielony na dwa etapy [37, 38, 115]. W pierwszym, wczesnym okresie, siła napięcia wstępnego Q_w gwałtownie zmniejsza się z powodu powstawania odkształcenia plastycznego. W drugim etapie, przesuwanie powierzchni łączonych w kierunku wzdłużnym powoduje przemieszczenie śruby względem nakrętki. W wyniku łącznego działania tych zjawisk, siła zacisku Q_z zmniejsza się a pomiędzy łączonymi powierzchniami powstaje luz. W pracy opublikowanej przez Xue i in. [109], obliczenia MES wykorzystane zostały do porównania charakterystyk powstawania luzu pomiędzy powierzchnią oporową a powierzchnią przylegania nakrętki pod wpływem cyklicznie zmiennego obciążenia poprzecznego. W oparciu o wyniki tych badań ustalono zbiór parametrów geometrycznych, modelu bryłowego połączeń śrubowych z rzeczywistym odwzorowaniem linii gwintowej, przeznaczony do analizy z wykorzystaniem MES.

W pracy [24] opublikowano analizę rozkładu naprężeń w łącznikach gwintowych w warunkach statycznego obciążenia osiowego i obciążenia poprzecznego na modelu bryłowym zachowującym wszystkie szczegóły geometryczne linii gwintowej. Model bryłowy śrub był zbudowany w ten sposób, że siatka elementów, odzwierciedlająca zarys gwintu, była tym gęściejsza im dalej znajdowała się od osi symetrii. Model ten został wstępnie przetworzony za pomocą preprocesora HyperMesh. Analizowany zespół, składający się ze śrub, nakrętek i dwóch zaciśniętych płyt, został poddany badaniom w celu ustalenia mechanizmu procesu luzowania śrub pod obciążeniem poprzecznym oraz zmian naprężeń we wszystkich elementach. Dodatkowymi zmiennymi, uwzględnianymi w analizie były: współczynnik tarcia pomiędzy powierzchniami gwintowymi μ_1 , oraz pomiędzy powierzchniami czołowymi łączników gwintowych a powierzchnią oporową μ . Główne wnioski wynikające z tych badań są następujące [24]:

- w przypadku dokręcania wstępnego siłą Q_w , powstające naprężenia obejmują obszar na części styku łba śruby z powierzchnią oporową, zaś naprężenia w rdzeniu śruby skoncentrowane są na pierwszych zwojach gwintu i powierzchni przejściowej, pomiędzy łbem a trzpieniem,
- przemieszczanie się śruby pod wpływem obciążenia poprzecznego można podzielić na trzy etapy: stan pełnego kontaktu, stan lepkości i stan pełnego poślizgu, przy czym każdemu etapowi można przypisać inną wartość siły,
- wraz ze zwiększaniem obciążenia poprzecznego następuje większy spadek pierwotnej siły Q_w , powstałej wskutek wstępnego dokręcania. Zwiększenie współczynnika tarcia μ na powierzchniach oporowych śrub zapobiega poślizgowi. W przypadku zaistnienia zjawiska pełnego poślizgu, zwiększenie współczynnika tarcia μ ma decydujący wpływ na tłumienie i relaksację napięcia wstępnego Q_w . W porównaniu ze współczynnikiem tarcia na powierzchniach gwintowych μ_1 , współczynnik tarcia na powierzchniach przylegania μ ma mniejszy wpływ na zjawisko luzowania śrub.

3.7. Stanowiskowe badania procesu wkręcania śrub

W warunkach przemysłowych, w procesie automatyzacji montażu, wkręcanie łączników gwintowych odbywa się za pomocą wkrętarek. Wkrętarki umożliwiają dokręcenie łączników gwintowych z zadaniem momentem o wartości określonej w granicach tolerancji. Najczęściej stosowane są wkrętarki o napędzie pneumatycznym. Umożliwiają one uzyskanie dużych wartości momentu dokręcającego z tolerancją do 20%. Urządzenia elektryczne są rzadziej stosowane ze względu na rozwijane mniejsze momenty dokręcające, lecz ich zaletą jest możliwość dokładnego sterowania wartością momentu dokręcającego T_c .

Podczas procesu montażu zmechanizowanego występuje problem umożliwienia płynnej regulacji wartości momentu dokręcającego, przy zachowaniu określonego przedziału tolerancji. Wymagania te spełnia skonstruowana wkrętarka o napędzie elektrycznym, będąca przedmiotem patentu [67]. W jej konstrukcji zastosowano bocznikowy silnik prądu stałego o napięciu 30 V, a w celu ograniczenia wartości momentu dokręcającego wykorzystano samonastawne sprzęgło przeciążeniowe. Wkrętarka może być wykorzystywana do wkręcania śrub o średnicy M6÷M12, co wynika z ogra-

niczonoj wartości momentu dokręcającego do $T_c = 50,4 \text{ N m}$ [48]. Cykl dokręcania może być realizowany według dwóch metod. Metoda pojedynczego impulsu zapewnia krótki czas procesu technologicznego przy zachowaniu warunku, że moment wkręcający ma wartość równą momentowi dokręcającemu. Przez termin moment wkręcający należy rozumieć moment obrotowy o wartości mniejszej niż dokręcający T_c , przekazywany na śrubę podczas jednego impulsu wkręcania śruby. Metoda druga, kolejnych pojedynczych impulsów, polega na tym, że śruba dokręcana jest sekwencją $i = (1 \div n)$ impulsów, z których dopiero ostatni zapewnia osiągnięcie wartości momentu dokręcającego T_c . Ta ostatnio omówiona metoda w praktyce stosowana jest podczas dokręcania śrub o wymiarach M8÷M12.

Podaj listę średnic wkręcanych łączników gwintowych:
Wprowadź średnice w mm w postaci listy np. 4 6 8

2 4 6 8

Wybierz wartość przełożenia przekładni ip

4.5

Min. moment dokręcenia: 0.4363 Max. moment dokręcenia: 17

Wybierz sprzęgło przeciążeniowe:

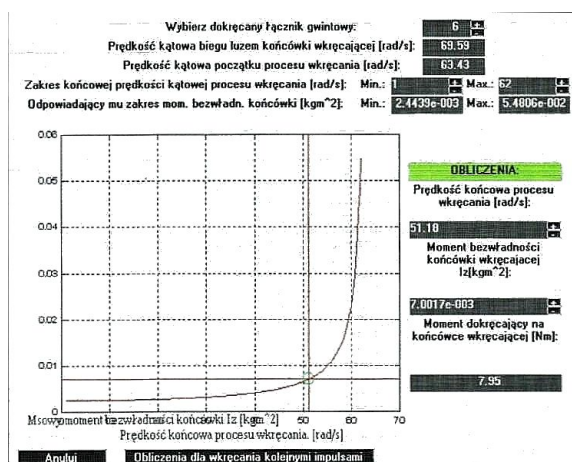
Kąt wysprzęgl.	Mom. obrotowy	Kąt kła	Kąt rozbiegu
Gamma	Mmin	Mmax	Ksi
[rad]	[Nm]	[Nm]	[rad]
0.175	0	30	0.105
			Kappa
			[rad]
			2.680

Anuluj Ok

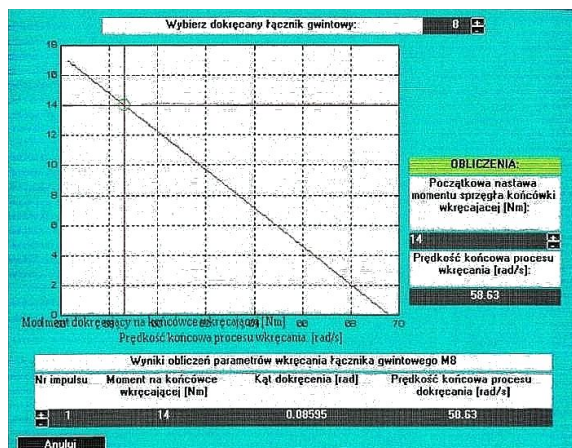
Rys. 3.10. Pierwszy etap projektowania – dobór zakresu średnic łączników gwintowych, wartości przełożenia, parametrów zadziałania sprzęgła przeciążeniowego oraz określenie maksymalnego momentu dokręcającego

Prace konstrukcyjne wkrętarki poprzedzono opracowaniem modelu matematycznego procesu wkręcania [61]. Proces dokręcania charakteryzowany jest przez: liczbę impulsów wkręcających n_i , wartości momentów wkręcających pod koniec każdego z impulsów oraz czas procesu wkręcania t . Wyniki, otrzymane z modelu matematycznego pracy wkrętarki, zostały wykorzystane do sporządzenia bazy danych będącej integralną częścią programu sterującego pracą wkrętarki (rys. 3.10). Nadzór nad parametrami procesu dokręcania realizowany był poprzez pomiar wartości prędkości kątowej końcówki wkręcającej podczas każdego z impulsów dokręcających oraz wartości rozwijanego momentu wkręcającego. Wartości te porównywane są z warto-

ściami umieszczonymi w bazie danych i przypisanych do średnicy wkręcanej śruby. Program sterujący umożliwiał realizację cyklu pracy według pojedynczego impulsu wkręcającego (rys. 3.11) i podczas kolejnych impulsów wkręcających (rys. 3.12).



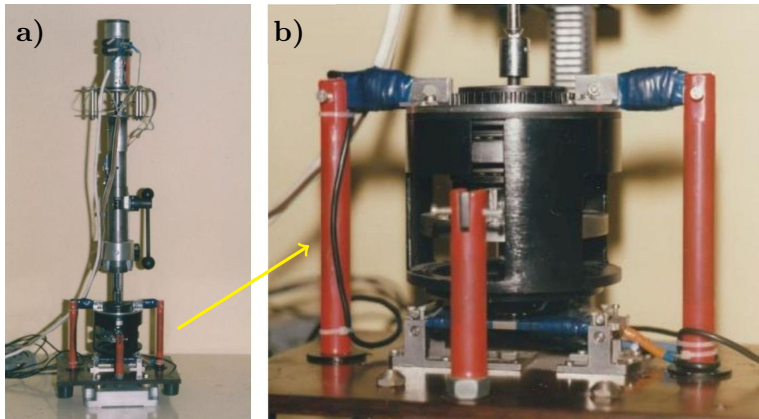
Rys. 3.11. Interfejs programu sterującego procesem wkręcania realizowanego podczas jednego impulsu wkręcającego



Rys. 3.12. Interfejs programu sterującego procesem wkręcania realizowanego podczas kolejnych impulsów wkręcających

Parametry procesu wkręcania sprawdzono na stanowisku badawczym (rys. 3.13), złożonym z wkrętarki oraz przyrządu pomiarowego, którego kon-

struktura jest chroniona [64]. Przyrząd ten umożliwiający pomiar: siły osiowej w łączniku gwintowym Q , momentu skręcającego w trzpieniu śruby T_S oraz pomiar momentu tarcia pod łbem śruby T_t .

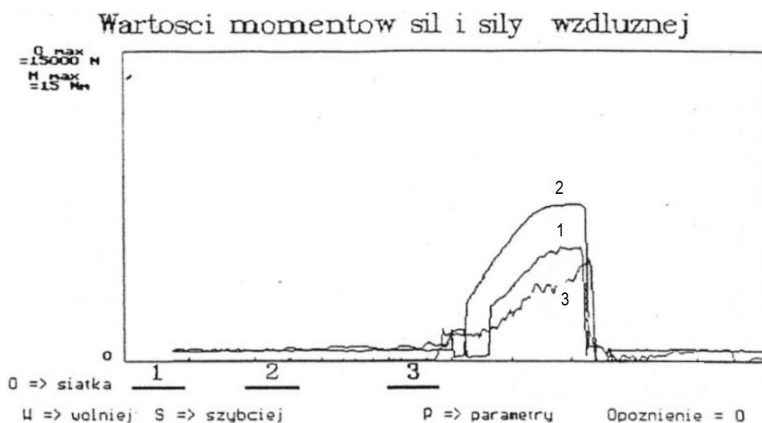


Rys. 3.13. Stanowisko do badań parametrów wkręcania: a) wkrętarka na stanowisku badawczym, b) moduł do badania przebiegu sił i momentów działających podczas procesu wkręcania

Program sterujący pracą wkrętarki posiada także możliwość wizualizacji parametrów jej pracy i porównania ich z przebiegami opisanymi za pomocą modeli matematycznych. Wizualizacja umożliwia otrzymanie przebiegów w postaci wykresów i zależności pomiędzy parametrami procesu wkręcania, uzależnionych od średnicy wkręcanej łącznika gwintowego. Na rysunku 3.14 przedstawiono przykładowe charakterystyki procesu wkręcania śruby o wymiarze M6.

Pomiary przeprowadzono przy wkręcaniu 50 śrub wielkości M6 i M8 w wykonaniu średniokładnym B według normy [148]. Wkręcane śruby były pokryte cienką warstwą smaru maszynowego. Zarejestrowane wartości, momentu skręcającego T_S , momentu tarcia T_t oraz siły osiowej w śrubie, zostały użyte do ilościowego określenia związku między tymi zmiennymi oraz do wyznaczenia najbardziej prawdopodobnej funkcji średnich wartości zmiennych. Do opisu tych funkcji zastosowano model nieliniowy. Określono wartość współczynnika determinacji R^2 , która informuje o tym w jakim stopniu model można wyjaśnić zależnością funkcyjną zastosowaną do wykreślenia krzywej regresji. Przykładowe wartości parametrów zmierzonych dla śruby M6 zamieszczono w tabeli 3.3. Wyniki badań opisano funkcjami wielomianowymi o postaci (3.71).

$$T_t \cup T_d \cup T_S = f_0 \cdot Q^0 + f_1 \cdot Q^1 + f_2 \cdot Q^2 + f_3 \cdot Q^3 \quad (3.71)$$



Rys. 3.14. Przykładowe charakterystyki wkręcania śruby M6 6.8 B w zależności od kąta obrotu zarejestrowane na stanowisku badawczym: 1 – moment tarcia pod łbem śruby, 2 – moment skręcający w rdzeniu śruby, 3 – siła osiowa w śrubie

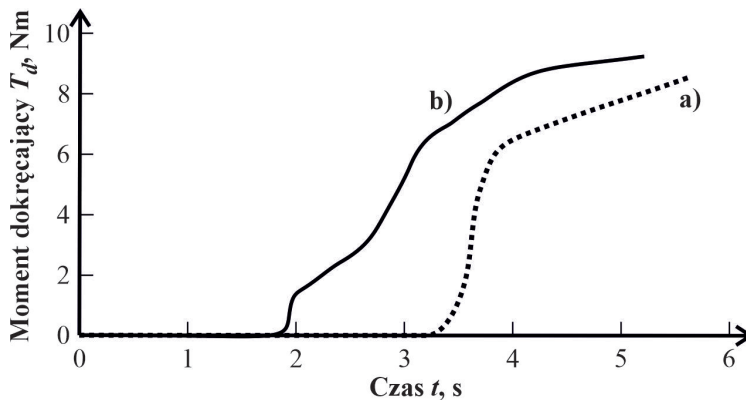
Tab. 3.3. Wartości parametrów uzyskane podczas wkręcania śruby M6

Wartość	Moment			Siła osiowa Q , N
	dokręcający T_d , MPa	skręcający w rdzeniu śruby T_{S1} , MPa	tarcia pod łbem śruby T_t , MPa	
minimalna	8,510	4,870	3,640	5386
średnia	9,426	5,316	4,110	5887
maksymalna	9,500	5,260	4,240	6031
odchylenie standardowe	0,164	0,164	0,224	247

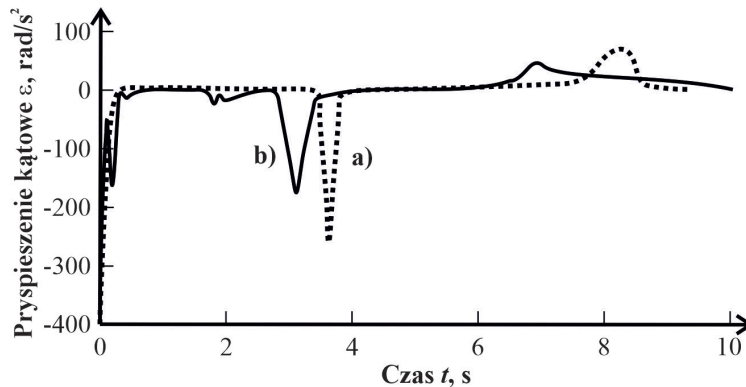
Przykładowe przebiegi charakterystyk procesu wkręcania uzyskane dla śruby M6 przedstawiono na rysunkach 3.15 i 3.16. Można na nich zauważyć dużą zgodność dystrybuanty rozkładu empirycznego z wynikami uzyskanymi podczas obliczeń analitycznych.

Zmiennymi badanymi były momenty: tarcia T_t , dokręcający T_d oraz skręcający T_S . Jako zmienną niezależną przyjęto siłę osiową w śrubie Q . Wartości współczynników wielomianu (3.71), dla dwóch wymiarów śruby M6

i M8, zestawiono w tabeli 3.4. Zamieszczono w niej również wartości współczynnika determinacji R^2 , który wskazuje na to jaki jest stopień wpływu wyłącznie zmiennej niezależnej (maksymalnie 1,0 przy doskonałej zależności funkcyjnej) na wartość parametru badanego.



Rys. 3.15. Zależność momentu dokręcającego T_d od czasu t procesu wkręcania śruby M6 [48]: a) na podstawie modelu matematycznego, b) przebieg rzeczywistego procesu wkręcania



Rys. 3.16. Zależność przyspieszenia kątownego końcówki wkręcającej ε od czasu procesu wkręcania t śruby M6: a) na podstawie modelu matematycznego, b) przebieg rzeczywistego procesu wkręcania

Z tabeli 3.4 można zauważyć, że współczynniki wielomianu (3.71) silnie zależą od wymiaru śruby. Przy porównywalnej wartości współczynnika determinacji R^2 , otrzymano znacznie różniące się wartości współczynników wielomianu dla śrub różnego wymiaru, a nawet wartości o różnym znaku.

Tab. 3.4. Wartości parametrów funkcji wielomianowych zależności momentu tarcia T_t , dokręcającego T_d i skręcającego T_S od siły osiowej w śrubie Q oraz współczynnika determinacji R^2 [61]

Moment	Współczynnik wielomianu (3.71), –				Wsp.* R^2 , –
	f_0	$f_1 \times 10^{-2}$	$f_2 \times 10^{-5}$	$f_3 \times 10^{-9}$	
Śruba M6					
T_t	3,9613	-1,509	2,100	-11,2780	0,811
T_d	3,8542	-1,182	1,300	-4,0663	0,780
T_S	3,4880	-1,148	1,200	-3,5239	0,834
Śruba M8					
T_t	0,5534	-0,066	0,029	-0,0197	0,923
T_d	0,0774	0,082	0,019	-0,0161	0,914
T_S	-0,7782	0,234	-0,055	0,0821	0,848

Wsp.* – współczynnik determinacji

Zaproponowane zależności funkcyjne umożliwiają obliczenie wartości momentów sił, charakteryzujących proces wkręcania, w zależności od wartości siły Q , koniecznej do wygenerowania w łączniku gwintowym. Model nieliniowy może służyć do określenia, z uwzględnieniem założonej tolerancji, parametrów wkręcania w obliczeniach dokładnych, które mogą być podstawą działań zmierzających do zmniejszenia wartości współczynnika bezpieczeństwa połączenia gwintowego. Przedstawione badania doświadczalne wykazały zgodność uzyskanych parametrów wkręcania z założeniami teoretycznymi. Uzyskano parametry pracy wkrętarki, których wartości mieściły się w przedziale różniącym się nie więcej niż o 7% od wyników obliczeń przeprowadzonych z wykorzystaniem modeli matematycznych. Skonstruowana wkrętarka została wykorzystana do badania wpływu zmiany wartości momentu dokręcającego w zależności od rodzaju powłoki ochronnej, wykonanej na zwojach gwintu, i obecności (bądź braku zastosowania) czynnika smarowego [65].

3.8. Podsumowanie

Nawet dla prawidłowo zaprojektowanego złącza oraz przy zastosowaniu wysokiej jakości śruby, sposób przeprowadzenia montażu połączenia oraz warunki jego eksploatacji mogą w decydujący sposób wpływać na

jego właściwości eksploatacyjne i trwałość. Smarowanie powierzchni gwintowych przed skręceniem połączenia jest celowym zabiegiem, który zapobiega nie tylko zatarciu i zapiekaniu gwintu, lecz również stanowi zabezpieczenie przed korozją a także ogranicza niebezpieczeństwo uszkodzenia śruby podczas demontażu złącza. Wyjaśnienie ochronnego działania środków smarnych jest związane ze zjawiskiem zachodzenia znacznych zmian wartości współczynnika tarcia występującego pomiędzy nitkami gwintu śruby i nakrętki. W przypadku eksploatacji łączników w ciężkich warunkach obciążenia, należy rozważyć zastosowanie środków smarnych zawierających dodatek grafitu lub disiarczku molibdenu.

Podczas prowadzenia procesu dokręcania złącza, w materiale śruby zawsze dochodzi do odkształcenia sprężystego, a niekiedy odkształcenie jest na tyle duże, że jest powodem plastycznej deformacji. W przeciwieństwie do typowych elementów maszyn, pracujących w zakresie liniowym, wywoływanie odkształcenia plastycznego śruby może wiązać się z pewnymi korzyściami eksploatacyjnymi. Jeżeli warunki eksploatacji odpowiadają obciążeniu zmęczeniowemu, to trwałość śrub odkształconych plastycznie podczas skręcania złącza może być znacznie większa niż tych samych śrub, dokręcanych bez wywoływania trwałej deformacji materiału.

Zmiana temperatury złącza śrubowego w istotny sposób wpływa na zmianę stanu jego obciążenia, szczególnie w przypadku, gdy elementy łączące wykonane są z materiału o innej charakterystyce cieplnej niż materiał śruby. Wytrzymałość śruby na obciążenie statyczne zadawane w podwyższonej temperaturze stanowi nie więcej jak 80% wytrzymałości jej materiału jeżeli obciążenie zachodzi w warunkach normalnych. Dodatkowym problemem, związanym z obciążaniem łącznika przez długi czas jest pełzanie i będąca jego efektem relaksacja naprężeń. Relaksacja ta, odniesiona do naprężeń wstępnych, zależy od wartości stałych materiałowych, charakterystycznych dla modelu opisującego sprężysto-plastyczne jego właściwości. Przy łącznym obciążeniu siłą zewnętrzną powodowaną przez czynniki kinematyczne, mechaniczne lub cieplne, wystąpienie zjawiska relaksacji może prowadzić do luzowania złącza w sytuacji gdy choćby jeden z tych czynników ma charakter zmienny. W takich przypadkach obciążenia należy stosować śruby wykonane ze stali stopowych obrobionych cieplnie, które charakteryzują się dobrymi właściwościami zmęczeniowymi, a także są odporne na pełzanie do wyższej temperatury niż inne materiały inżynierskie. Niezależnie od materiału, z którego została wykonana śruba, jego wrażliwość na koncentrację naprężeń zwiększa się w podwyższonej temperaturze pracy, dlatego należy

stosować większe promienie przejść w obszarach zmiany wymiarów przekroju śruby.

Szczególne przypadki obciążenia łącznika gwintowego, zarówno w zakresie badań analitycznych jak i testów na obiekcie rzeczywistym, rozpatruje się w oparciu o model, w którym występuje tylko jedna śruba. Zależności wyprowadzone dla poszczególnych stanów obciążenia śruby mogą służyć do weryfikacji wartości naprężeń w materiale dla rzeczywistych warunków eksploatacji, które często odbiegają od tych, przewidzianych w założeniach konstrukcyjnych. Najbardziej ogólnym przypadkiem obciążenia śruby jest występowanie jednoczesnego rozciągania/ ściskania, zginania i skręcania.

4. Wnioski

Jedną z największych branży, w której wykorzystuje się elementy złączne jest budownictwo. Na szeroką skalę są tam używane śruby sprężające, wykonane ze stali o wysokiej wytrzymałości. Wykorzystanie śrub, w tym w różnych konstrukcjach budowlanych, jest korzystne ze względu na pewność styków śrubowych oraz łatwość ich wykonania, a także możliwości zespalania konstrukcji demontowalnych. Elementy złączne mają również bardzo szerokie zastosowanie w budowie pojazdów, maszyn i urządzeń.

Śruby wytwarzane są metodą obróbki plastycznej na zimno lub na gorąco, metodą wiórową oraz metodą plastyczno-wiórową. W przypadku śrub o wysokiej wytrzymałości, dodatkowo prowadzona jest obróbka cieplna lub chemiczna w celu poprawy właściwości i uzyskania wymaganej mikrostruktury oraz zabezpieczenia przed korozją. Wytwarza się wiele rodzajów śrub różniących się średnicą, długością, kształtem łba, trzpienia oraz zakończeniem. Najważniejszym parametrem opisującym śrubę jest jej wytrzymałość, zależna przede wszystkim, od jakości przeprowadzania procesu. Kluczowym zagadnieniem podczas wytwarzania śrub jest poznanie mechanizmów uszkodzeń, gdyż śruby są elementami wpływającymi na parametry eksploatacyjne i bezpieczeństwo różnych konstrukcji.

Według przeprowadzonych badań wizualnych, penetracyjnych i defektoskopowych, jest możliwa identyfikacja wad materiału na powierzchniach elementów złącznych. Dodatkowo prowadzone badania mikroskopowe umożliwiają rozpoznanie nieciągłości w mikrostrukturze detali. Metodami nieniszczącymi można testować całą produkcję śrub, natomiast przy wykorzystaniu metod niszczących – tylko ograniczoną ilość elementów, zazwyczaj do kilku sztuk z serii.

Na podstawie przeprowadzonych badań niszczących i nieniszczących można wnioskować, że analizowane śruby uszkodzone cechują się dużą skalą (zasięgiem) zniszczenia. Na podstawie badań wizualnych, penetracyjnych i defektoskopowych można stwierdzić, że bezpośrednią przyczyną powstawania wad w elementach złącznych jest nie tylko nieodpowiednio przygotowany i przeprowadzony proces technologiczny, ale również wady, których przyczyna musiała istnieć już na etapie materiału półfabrykatu.

Przy ocenie materiałów, z których zostały wytworzone badane śruby, można stwierdzić, że w zakresie składu chemicznego, właściwości mecha-

nicznych oraz mikrostruktury spełniają one wymagania odpowiednich norm. Uszkodzone śruby, w większości przypadków, były wykonane prawidłowo pod względem geometrycznym jak i kształtu, wyjątek stanowiła odkuwka śruby z łbem sześciokątnym, przedstawiona na rysunku 2.1b oraz półwyrób (rys. 2.1a).

Bezpośrednią przyczyną pojawienia się pęknięć hartowniczych były naprężenia cieplne powstałe w wyniku błędnie przeprowadzonych zabiegów ulepszania cieplnego. W większości przypadków, pęknięcie hartownicze ma postać szczeliny przebiegającej w prostej lub lekko zakrzywionej linii na powierzchni śruby. Pęknięcia kuźnicze powstają podczas operacji kucia, w wyniku którego matryca w znacznym stopniu uszkadzała łeb śruby. Z kolei fałdy powstały podczas procesu przeciągania śruby przez otwór w matrycy, powodując podwinięcie na trzpieniu śruby. Wyłobienia na części gwintowej śruby powstały z materiału wyjściowego, prawdopodobnie jako skutek niezidentyfikowanej wady, w czasie walcowania gwintu. Pozostałe uszkodzenia wystąpiły na etapie wytwarzania śrub, w efekcie ingerencji z zewnątrz, np. niewłaściwym doбором matrycy do wykonania odkuwki. Mikrostrukturę badanych śrub, wykonanych ze stali stopowej konstrukcyjnej, stanowił sorbit z pozostałościami martenzytu iglastego. Pozostałości martenzytu w tym materiale mogą powodować wystąpienie niekorzystnego zjawiska kruchości podczas obciążenia zmęczeniowego.

W wyniku identyfikacji wad występujących w śrubach, ze względu na charakter i obszar zniszczenia materiału, wystąpiła konieczność wycofania ich z produkcji. W kolejnych seriach, podczas wytwarzania elementów takich jak badane, ze względu na to, że zidentyfikowano wady i poznano mechanizmy zniszczeń, zalecono zmodyfikowanie przebiegu procesu technologicznego w taki sposób, żeby wady takie nie miały miejsca.

Najłatwiejszymi metodami, umożliwiającymi identyfikację wad elementów złącznych są metody wizualne penetracyjne oraz defektoskopowe. Te metody badawcze nie wymagają dużych nakładów finansowych, można badać elementy z różnych materiałów o dowolnym kształcie i rozmiarach, przy tym nadają się do zastosowania zarówno w warunkach przemysłowych jak i warsztatowych oraz charakteryzują się dużą skutecznością wykrywania wad. W warunkach przemysłowych, najlepszymi metodami wykrywania wad elementów złącznych, oprócz badań nieniszczących, są badania mikroskopowe. Dzięki obserwacjom mikroskopowym można ocenić morfologię struktury oraz zweryfikować czy i w jakim stopniu wady uszkodziły mikrostrukturę, a także odtworzyć przebieg procesu technologicznego i przemian

fazowych. Ze względu na duże koszty, związane z przeprowadzeniem badań, które wynikają z konieczności uszkodzenia elementu podczas badań – metody niszczące mają ograniczone zastosowanie i są przeważnie wykonywane dla śrub o specjalnych właściwościach lub na wyraźne zlecenie zamawiającego.

W oparciu o przeprowadzone badania elementów złącznych, które zostały uszkodzone w trakcie trwania procesu wytwarzania, można powiedzieć, że jest możliwa skuteczna kontrola jakości śrub, wykonywana jako zabieg międzyoperacyjny. Chociaż urządzenia do wykrywania wad powierzchniowych znacznie skracają czas badania, to ocena wizualna elementów prowadzona podczas produkcji, jeśli jest wykonywana przez doświadczony personel, może być wystarczająca do podjęcia decyzji o wycofaniu konkretnych egzemplarzy śrub.

Bibliografia

- [1] Ačerkan N., *Detali mašin – rašet i konstruivovanie (po rosyjsku)*. Mašinostroenie, Moskva, 1986.
- [2] Akstens F. W., Gialamas J., Bueche E. J., Madvad T., Murkey B., McAuliffe J., Sander G. D., Frederick E. F., Miller H. L., Hagopian P. i Fox J., „Threaded Steel Fasteners”. W: *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*. ASM International, sty. 1990. ISBN: 978-1-62708-161-0. DOI: 10.31399/asm.hb.v01.a0001018.
- [3] Alkatan F., Stephan P., Daidie A. i Guillot J., „Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading”. W: *Finite Elements in Analysis and Design* 43.8 (2007), s. 589–598. DOI: 10.1016/j.finel.2006.12.
- [4] Baragetti S. i Baryshnikov A., „Rotary shouldered thread connections: Working limits under combined static loading”. W: *Journal of Mechanical Design* 123.3 (2001), s. 456–463. DOI: 10.1115/1.1371476.
- [5] Cao Z., Du P., Chen Z. i Wan Z., „The stability and stressed skin effect analyses of an 80 m diameter single-layer latticed dome with bolt-ball joints”. W: *International Journal of Steel Structures* 16.2 (2016), s. 279–288.
- [6] Caporali S., Fossati A., Lavacchi A., Perissi I., Tolstogouzov A. i Bardi U., „Aluminium electroplated from ionic liquids as protective coating against steel corrosion”. W: *Corrosion Science* 50.2 (2008), s. 534–539. DOI: 10.1016/j.corsci.2007.08.001.
- [7] Castelluccio G. i Brake M., „On the origin of computational model sensitivity, error, and uncertainty in threaded fasteners”. W: *Computers & Structures* 186 (2017), s. 1–10. ISSN: 0045-7949. DOI: 10.1016/j.compstruc.2017.03.004.

- [8] Cebulski K. i Kralka A., „Problematyka kontroli momentu głowic wkręcających”. W: *Technologia i Automatyzacja Montażu* 2 (1993), s. 113–118.
- [9] Chen D., Ma Y., Hou B., Liu R. i Zhang W., „Tightening behavior of bolted joint with non-parallel bearing surface”. W: *International Journal of Mechanical Sciences* 153 (2019), s. 240–253. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2019.01.038.
- [10] Chen F., Di Q., Li N., Wang C., Wang W. i Wang M., „Determination of operating load limits for rotary shouldered connections with three-dimensional finite element analysis”. W: *Journal of Petroleum Science and Engineering* 133 (2015), s. 622–632. DOI: 10.1016/j.petrol.2015.04.029.
- [11] Chen Y., Lu X., Jiang P. i in., „Analysis of key factors affecting the uniformity of axial force distribution on screw thread”. W: *Journal of Northeast University: Natural Science Edition* 38.8 (2017), s. 1142–1147.
- [12] Chui C. i Mei D., „Analysis on the stress on wire-line core drilling pipe and connection joint based on ANSYS”. W: *Explor. Eng. Rock Soil Drill. Tunn.* 41 (2014), s. 61–63.
- [13] Costa R., Valdez J., Oliveira S., Silva L. S. da i Bayo E., „Experimental behaviour of 3D end-plate beam-to-column bolted steel joints”. W: *Engineering Structures* 188 (2019), s. 277–289. DOI: 10.1016/j.engstruct.2019.03.017.
- [14] Darband G. B. i Aliofkhaezrai M., „Electrochemical phosphate conversion coatings: a review”. W: *Surface Review and Letters* 24.03 (2017), s. 1730003. DOI: 10.1142/S0218625X17300039.
- [15] Dietrych M., *Podstawy konstrukcji maszyn*. T. 2. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1995.
- [16] Dobrovol’skij V., *Detali mašin (po rosyjsku)*. Izdatel’stvo Mašinstroenie, Moskwa, 1982.
- [17] Dong L., Zhu X. i Yang D., „Study on mechanical behaviors of double shoulder drill pipe joint thread”. W: *Petroleum* 5.1 (2019), s. 102–112. DOI: 10.1016/j.petlm.2018.01.004.

- [18] Drozd K., „Obliczanie odkształceń sprężystej próbki przy użyciu programu dostępnego online”. W: *Logistyka* 6 (2010), s. 723–732.
- [19] Duan H., Zhao J. i Song Z., „Effects of initial imperfection of bolted end-plate connections in the reliability of steel portal frames”. W: *Procedia Engineering* 14 (2011), s. 2164–2171. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.07.272.
- [20] Dvorkin E. N. i Toscano R. G., „Finite element models in the steel industry: Part II: Analyses of tubular products performance”. W: *Computers & Structures* 81.8-11 (2003), s. 575–594. DOI: 10.1016/S0045-7949(02)00403-0.
- [21] Dziurski A., Kania L. i Mazanek E., „Analiza połączenia gwintowego z napięciem wstępnym przy użyciu metody elementów skończonych”. W: *XVIII Sympozjon PKM*. Zielona Góra, 1999, s. 336–341.
- [22] Europe N. M. C., „Perfect Tightening Control: New Anti-Corrosion Topcoat”. W: *IST International Surface Technology* 7 (2014), s. 12–13.
- [23] Fransplass H., Langseth M. i Hopperstad O., „Tensile behaviour of threaded steel fasteners at elevated rates of strain”. W: *International journal of mechanical sciences* 53.11 (2011), s. 946–957. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2011.07.006.
- [24] Gao D., Gong J., Tian Z. i Zheng T., „Research on bolt pre-tightening and relaxation mechanism under transverse load”. W: *Advances in Mechanical Engineering* 12.12 (2020), 1687814020975919:1–11. DOI: 10.1177/1687814020975919.
- [25] Gao S., Sun J., Cai J. i Liu D., „Calculation analysis on negative angle thread torque of wire-line coring grill pipe and test research”. W: *Explor. Eng. Rock Soil Drill. Tunn.* 43 (2016), s. 45–49.
- [26] Gelfand M., Tsipenûk Y. i Kuznecov O. (red.), *Sborka resbovyh soedinenij (po rosyjsku)*. Mashinostroenie, Moskwa, 1978.
- [27] Giętka T., Ciechacki K. i Wróblewski R., „Aspekty wytwarzania powłok konwersyjnych”. W: *Studia i Materiały Polskiego Stowarzyszenia Zarządzania Wiedzą* 69 (2014), s. 44–59.

- [28] Goodier J. N. i Sweeney R. J., „Loosening by Vibration of Threaded Fastening”. W: *Mechanical Engineering (ASME)* 67 (1945), s. 798–802.
- [29] Goodman M., Mitchell R., Kalil I. i in., „API Connection Leak Equation Extended with Dependence on Axial Force and Backup Pressure”. W: *SPE/IADC International Drilling Conference and Exhibition*. Society of Petroleum Engineers. Mar. 2019. DOI: 10.2118/194059-MS.
- [30] Grewal A. S. i Sabbaghian M., „Load Distribution Between Threads in Threaded Connections”. W: *ASME. J. Pressure Vessel Technol.* 119.1 (1997), s. 91–95. DOI: 10.1115/1.2842272.
- [31] Gronkowska M. (red.), *Ilustrowany leksykon techniczny*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1994. ISBN: 8320417090.
- [32] Grudziński K. i Kawiak R., „Metody obliczeń złączy śrubowych”. W: *Przeгляд Mechaniczny* 15 (1990), s. 91–95.
- [33] Haq I. i Akhtar K., „The coating of cadmium compounds with nickel compounds”. W: *Journal of materials science* 42.18 (2007), s. 7750–7756. DOI: 10.1007/s10853-007-1636-4.
- [34] Hejwowski T., *Studium procesów zużywania erozyjnego, ściernego i zmęczenia cieplnego elementów maszyn oraz kształtowanie struktur o korzystnych właściwościach eksploatacyjnych*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin, 2003. ISBN: 8389246120.
- [35] Hobbs J., Burguete R., Heyes P. i Patterson E., „The effect of eccentric loading on the fatigue performance of high-tensile bolts”. W: *International Journal of Fatigue* 22.6 (2000), s. 531–538.
- [36] Housari B. A. i Nassar S. A., „Effect of coating and lubrication on the vibration-induced loosening of threaded fasteners”. W: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. T. 47675. 2006, s. 1081–1091.
- [37] Jiang Y., Zhang M. i Lee C.-H., „A study of early stage self-loosening of bolted joints”. W: *Journal of Mechanical Design* 125.3 (2003), s. 518–526. DOI: 10.1115/1.1586936.

- [38] Jiang Y., Zhang M., Park T.-W. i Lee C.-H., „An experimental study of self-loosening of bolted joints”. W: *Journal of Mechanical Design* 126.5 (2004), s. 925–931. DOI: 10.1115/1.1767814.
- [39] Junker G.H., „New criteria for self-loosening of fasteners under vibration”. W: *Sae Transactions* (1969), s. 314–335.
- [40] Junker V., Köthe H. i Lienemann H. (red.), *Schraubenverbindungen: Berechnung und Gestaltung*. 2 wyd. Verlag Technik, 1968.
- [41] Kalbarczyk T., „Powłoki preaplikowane – uśpiona korzyść”. W: *Fastener: rynek elementów złącznych* 2 (2015), s. 41–43.
- [42] Kisiel S. i Broniec Z., „Wpływ dokładności oszacowania strefy odkształceń elementów zaciskanych złącza śrubowego na nośność połączenia ciernego”. W: *XIX Sympozjon PKM*. Zielona Góra, 1999, s. 336–341.
- [43] Leus M., „Badania doświadczalne zjawiska stick-slip i jego eliminacji w obecności drgań stycznych wzdluznych”. W: *Modelowanie Inzynierskie* 68 (2018), s. 68–74.
- [44] Levenberg K., „A method for the solution of certain non-linear problems in least squares”. W: *Quarterly of applied mathematics* 2.2 (1944), s. 164–168.
- [45] Liang J., Guo B., Sun J. i Zhang Y., „Finite element method of resistance to pull-off for deep hole wire-line drill rod”. W: *Coal Geol. Explor* 41 (2013), s. 90–93.
- [46] Liu J. i Yan C., „Electrochemical characteristics of corrosion behavior of organic/Dacromet composite systems pretreated with gamma-aminopropyltriethoxysilane”. W: *Surface and Coatings Technology* 200.16 (2006), s. 4976–4986. ISSN: 0257-8972. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2005.05.013.
- [47] Liu J., Ouyang H., Feng Z., Cai Z., Mo J., Peng J. i Zhu M., „Dynamic behaviour of a bolted joint subjected to torsional excitation”. W: *Tribology International* 140 (2019), 105877:1–12. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.105877.

- [48] Longwic R. i Nieoczym A., „Control of the Process of Screwing in the Industrial Screwdrivers”. W: *Advances in Science and Technology. Research Journal* 10.30 (2016), s. 202–206. DOI: 10.12913/22998624/62808.
- [49] Lu S.-K., Hua D.-X., Li Y., Cui F.-Y. i Li P.-Y., „Stiffness calculation model of thread connection considering friction factors”. W: *Mathematical Problems in Engineering* 2019 (2019), 842428:1–19. DOI: 10.1155/2019/8424283.
- [50] Lu S., Hua D., Li Y. i Li P., „Establishment and Verification of Nonlinear Bolt Head Connection Stiffness Theoretical Model Based on Levenberg-Marquardt Method”. W: *IEEE Access* 8 (2020), s. 189354–189364. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3031402.
- [51] Ma H., Fan F., Wen P., Zhang H. i Shen S., „Experimental and numerical studies on a single-layer cylindrical reticulated shell with semi-rigid joints”. W: *Thin-Walled Structures* 86 (2015), s. 1–9. DOI: 10.1016/j.tws.2014.08.006.
- [52] Mahmood M. i Haider F., „Improvement of thermal conductivity by anodized copper coating”. W: *International Journal of Recent Technology and Engineering* 7.6 (2019), s. 79–81.
- [53] Maniam K. K. i Paul S., „A Review on the Electrodeposition of Aluminum and Aluminum Alloys in Ionic Liquids”. W: *Coatings* 11.1 (2021), s. 80. DOI: 10.3390/coatings11010080.
- [54] Marquardt D. W., „An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters”. W: *Journal of the society for Industrial and Applied Mathematics* 11.2 (1963), s. 431–441.
- [55] Mokhtar M., Younes Y., El Mahdy T. i Attia N., „A theoretical and experimental study on the dynamics of sliding bodies with dry conformal contacts”. W: *Wear* 218.2 (1998), s. 172–178.
- [56] Możaryn T., Wójtowicz M. i Strąk A., „Korozja i zabezpieczanie konstrukcji stalowych”. W: *Przegląd budowlany* 2 (2016), s. 7–8.
- [57] Nash D., Spence J., Tooth A., Abid M. i Power D., „A parametric study of metal-to-metal full face taper-hub flanges”. W: *International journal of pressure vessels and piping* 77.13 (2000), s. 791–797.

- [58] Nassar S. A. i Abboud A., „An improved stiffness model for bolted joints”. W: *Journal of Mechanical Design* 131.12 (2009), 121001:1–11. DOI: 10.1115/1.4000212.
- [59] Nieoczym A. i Gajewski J., „Pękanie zmęczeniowe łączników gwintowych”. W: *Eksploatacja i Niezawodność* 4 (2004), s. 22–25.
- [60] Nieoczym A., „Effect of tightening method on tension in bolts”. W: *Tribologia* 2 (2005), s. 143–151.
- [61] Nieoczym A., Drozd K. i Veselik P., „Mathematical model of energy processes in industrial electric screwdriver”. W: *Science and Technique* 18.3 (2019), s. 209–215.
- [62] Nieoczym A. i Gardyński L., „Badania stanowiskowe jakości połączeń gwintowych”. W: *Postępy Nauki i Techniki* 7 (2011), s. 120–126.
- [63] Nieoczym A. i Kisiel J., „Stanowisko do badania przebiegu sił i momentów w procesie łączenia elementów gwintowych”. W: *Technologia i Automatyzacja Montażu* 2 (1997), s. 143–151.
- [64] Nieoczym A. i Kisiel J., „Stanowisko do pomiaru momentu dokręcającego i siły osiowej”. Wzór użytkowy W 105608. 17 sierpnia 2000.
- [65] Nieoczym A., Krzysiak Z., Tarkowski S., Skic A., Rachwał B., Plizga K. i Brumerick F., „Impact of process engineering factors on stabilization of screw joint”. W: *Advanced Technologies in Mechanics* 3.1 (2016), s. 12–18. DOI: 10.17814/atim.2016.1(6).35.
- [66] Nieoczym A. i Wituszyński K., „Czynniki wpływające na zmianę wartości momentu dokręcania śrub”. W: *Technologia i Automatyzacja Montażu* 3 (1997), s. 143–151.
- [67] Nieoczym A. i Wituszyński K., „Impulsowa głowica wkręcająca”. Patent 329139. 10 kw. 2000.
- [68] Oku Y., Sugino M., Ando Y., Makino T., Komoda R., Takazaki D. i Kubota M., „Fretting fatigue on thread root of premium threaded connections”. W: *Tribology International* 108 (2017), s. 111–120. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.10.021.
- [69] Orlov P., *Osnovy konstruirovania (po rosyjsku)*. Mašinostroeniye, Moskwa, 1987.

- [70] Ostapkowicz J., „Wybrane zagadnienia konstrukcyjno – technologiczne śrub dokręcanych z plastyczną deformacją”. W: *Technologia i Automatyizacja Montażu* 3 (1995), s. 113–118.
- [71] Ostapkowicz J. i Łabęda M., „Stanowisko do trwałościowych badań węzłów połączeń plastycznych”. W: *Technologia i Automatyizacja Montażu* 1 (1995), s. 113–118.
- [72] Pacey M., Burguete R. i Patterson E., *A study of the stress distribution in threads of bolts with cracks*. Spraw. tech. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States), 1995.
- [73] Pałka K. i Weroński A., „Stereologia struktury elementów ze stali austenitycznych z dogniataną warstwą wierzchnią”. W: *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 4 (2005), s. 4–12.
- [74] Pedersen N. L., „Optimization of bolt thread stress concentrations”. W: *Archive of applied mechanics* 83.1 (2013), s. 1–14. DOI: 10.1007/s00419-012-0622-8.
- [75] Pfeifer A. R., „Fastener coating trends”. W: *Corrosion 2000*. NACE Corrosion. National Association of Corrosion Engineers, Orlando, Floryda, mar. 2000.
- [76] Pietuchow A., „Nośność wysokoobciążonych połączeń gwintowych”. W: *Technologia i Automatyizacja Montażu* 2 (1995), s. 113–118.
- [77] Rötischer F., *Die Maschinenelemente: ein Lehr-und Handbuch für Studierende, Konstrukteure und Ingenieure*. Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-642-90321-2.
- [78] Samal S., „High-temperature oxidation of metals”. W: *High temperature corrosion* 12 (2016), s. 11–17. DOI: 10.5772/63000.
- [79] Santus C., Bertini L., Burchianti A., Inoue T. i Sakurai N., „Fatigue resonant tests on drill collar rotary shouldered connections and critical thread root identification”. W: *Engineering Failure Analysis* 89 (2018), s. 138–149. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2018.02.027.
- [80] Sauer J., Lemmon D. i E.K. L., „Bolts: how to prevent their loosening”. W: *Machine Design* 22 (1950), s. 133–139.

- [81] Schiffner K. i in., „Simulation of prestressed screw joints in complex structures”. W: *Computers & structures* 64.5-6 (1997), s. 995–1003.
- [82] Schwind B.E. i Wooley G.R., „New findings on leak resistance of API 8-Round connectors”. W: *Society of Petroleum Engineers annual technical conference and exhibition*. New Orleans, LA, USA, paź. 1986.
- [83] Schwind B., J.F. C. i A.T. K., „Threaded Connection Limit State Equations for Use in LRFD Tubular Design”. W: *Offshore Technology Conference*. Huston, TX, USA, maj 1995. DOI: 10.4043/7939-MS.
- [84] Shahani A. i Sharifi S., „Contact stress analysis and calculation of stress concentration factors at the tool joint of a drill pipe”. W: *Materials & Design* 30.9 (2009), s. 3615–3621. DOI: 10.1016/j.matdes.2009.02.022.
- [85] Shukla S., Seal S., Rahaman Z. i Scammon K., „Electroless copper coating of cenospheres using silver nitrate activator”. W: *Materials Letters* 57.1 (2002), s. 151–156.
- [86] Silva T., Junior E.L. i Gouveia L., „Structural Reliability Applied To Analytical Modeling of the Tensile Strength of Standard Api Casing Connections”. W: *Brazilian Journal of Petroleum and Gas* 13.4 (2019), s. 301–307. DOI: 10.5419/bjpg2019-0025.
- [87] Singh A., „Performance of thermal sprayed nickel-chrome coatings – a review”. W: *International Research Journal of Engineering and Technology* 04.12 (2017), s. 1190–1194.
- [88] Smolnicki T., Rusiński E. i Karliński J., „FEM modelling of fatigue loaded bolted flange joints”. W: *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 22.1 (2007), s. 69–72.
- [89] Solazzi L., Scalmana R., Gelfi M. i La Vecchia G., „Effect of different corrosion levels on the mechanical behavior and failure of threaded elements”. W: *Journal of failure analysis and prevention* 12.5 (2012), s. 541–549. DOI: 10.1007/s11668-012-9593-x.

- [90] Sorg A., Utzinger J., Seufert B. i Oechsner M., „Fatigue life estimation of screws under multiaxial loading using a local approach”. W: *International Journal of Fatigue* 104 (2017), s. 43–51. DOI: 10.1016/j.proeng.2010.03.252.
- [91] Surowska B., *Wybrane zagadnienia z korozji i ochrony przed korozją*. Wyd. Politechniki Lubelskiej, Lublin, 2002. ISBN: 8388110543.
- [92] Szabajkowicz W. i Nieoczym A., *Montażowe połączenia gwintowe*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2009. ISBN: 978-83-7199-560-6.
- [93] Szewczyk K., *Połączenia gwintowe*. PWN, Warszawa, 1991.
- [94] Tafreshi A. i Dover W., „Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method”. W: *International Journal of Fatigue* 15.5 (1993), s. 429–438. DOI: 10.1016/0142-1123(93)90490-H.
- [95] The American Petroleum Institute, *Technical Report on Equations and Calculations for Casing, Tubing, and Line Pipe Used as Casing or Tubing; and Performance Properties Tables for Casing and Tubing*. API, Washington, DC, 2008.
- [96] Uribe J. C. M. i Beck A. T., „Framework for probabilistic leakage resistance envelopes of casing connections”. W: *Engineering Failure Analysis* 118 (2020), 104872:1–21. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.104872.
- [97] Uribe J. C. M., Carrazedo R. i Beck A. T., „Leakage resistance envelopes of API 8 round casing connections using FE analysis”. W: *Latin American Journal of Solids and Structures* 16.3 (2019), s. 1–16. DOI: 10.1590/1679-78255350.
- [98] Valigura G. A., Tallin A. i in., „Connections for HPHT Well Applications and Connection Leak Probability”. W: *SPE High Pressure/High Temperature Sour Well Design Applied Technology Workshop*. Society of Petroleum Engineers. The Woodlands, TX, USA, maj 2005. DOI: 10.2118/97588-MS.

- [99] Vilela P. M. L., Carvalho H., Grilo L. F., Montenegro P. A. i Calçada R. B., „Unitary model for the analysis of bolted connections using the finite element method”. W: *Engineering Failure Analysis* 104 (2019), s. 308–320. DOI: 10.1016/j.engfailana.2019.06.001.
- [100] Walczak M. i Caban J., „Wpływ dodatku modyfikatora opartego na składniku MoS₂ na charakterystykę tribologiczną stopu AlSi₆Cu₄ w środowisku oleju mineralnego”. W: *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe* 17 (2016), s. 1193–1196.
- [101] Wang W. i Marshek K., „Determination of load distribution in a threaded connector with yielding threads”. W: *Mechanism and machine theory* 31.2 (1996), s. 229–244. DOI: 10.1016/0094-114X(95)00041-V.
- [102] Wang X. W., Li X. Y., Zhang L. L. i Wang X. G., „A New Approach for Determining Joint Stiffness of Bolted Joints”. W: *Applied Mechanics, Materials and Manufacturing IV*. T. 670. Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications Ltd, list. 2014, s. 1041–1044. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.670-671.1041.
- [103] Wang Y.-Q., Wu J.-K., Liu H.-B., Kuang K., Cui X.-W. i Han L.-S., „Analysis of elastic interaction stiffness and its effect on bolt preloading”. W: *International Journal of Mechanical Sciences* 130 (2017), s. 307–314. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2017.05.032.
- [104] Wang Y., Chen G., Yang H. i Jing J., „A special thread design for failure prevention of expandable casing”. W: *Alexandria Engineering Journal* 60.1 (2021), s. 213–225.
- [105] Wang Y., Qian C., Kong L., Zhou Q. i Gong J., „Design Optimization for the Thin-Walled Joint Thread of a Coring Tool Used for Deep Boreholes”. W: *Applied Sciences* 10.8 (2020), 266:1–17. DOI: 10.3390/app10082669.
- [106] Weroński A. i Hejwowski T., *Thermal fatigue of metals*. Marcel Dekker, New York, 1991. ISBN: 0824777263.
- [107] Widodo E. i Yulianto S., „Optimization of temperature nickel chrome coating to get best quality of hardness and thickness of steel ST 40”. W: *Proceeding Int. Conf. Green Technol.* 2014, s. 88–90.

- [108] Witek A., „Obliczenia wielośrubowych połączeń napiętych wstępnie z uwzględnieniem nieliniowości w układzie”. W: *XVIII Sympozjon PKM*. Kielce, 1997, s. 336–341.
- [109] Xue S.-d., Li S.-y., Li X.-y. i Yao C., „Behaviour and mathematical model for semi-rigid threaded-sleeve connection”. W: *Advanced Steel Construction* 15.2 (2019), s. 123–128. DOI: 10.18057/IJASC.2019.15.2.1.
- [110] Yang G., Hong J., Wang N., Zhu L., Ding Y. i Yang Z., „Member stiffnesses and interface contact characteristics of bolted joints”. W: *2011 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing (ISAM)*. 2011, s. 1–6. DOI: 10.1109/ISAM.2011.5942304.
- [111] Yin F., Zhang Y., Xiong J. i Xiong L., „Simulation analysis on structural mechanism of the thread for wire-line drill pipe”. W: *Explor. Eng. Rock Soil Drill. Tunn.* 41 (2014), s. 66–69.
- [112] Yong Z., Lian-Xin G. i Peng-Bin Y., „Force analysis and tightening optimization of gas sealing drill pipe joints”. W: *Engineering Failure Analysis* 58 (2015), s. 173–183. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.08.032.
- [113] Zamani S. M., Hassanzadeh-Tabrizi S. A. i Sharifi H., „Failure analysis of drill pipe: A review”. W: *Engineering Failure Analysis* 59 (2016), s. 605–623. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.10.012.
- [114] Zhang H. i Han Q., „A numerical investigation of seismic performance of large span single-layer latticed domes with semi-rigid joints”. W: *Structural engineering and mechanics: An international journal* 48.1 (2013), s. 57–75.
- [115] Zhang M., Jiang Y. i Lee C.-H., „Finite element modeling of self-loosening of bolted joints”. W: *Journal of Mechanical Design* 129.2 (2007), s. 218–226. DOI: 10.1115/1.2406092.
- [116] Zhu X., Xiong C., Yin J., Yin D. i Wang Q., „Numerical simulation analysis of carbon fiber square tube single bolt connection structure”. W: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. T. 394. 3. IOP Publishing. 2018, s. 032103.1–10. DOI: 10.1088/1757-899X/394/3/032103.

Dokumenty normalizacyjne

- [117] ASTM A193-20, *Standard specification for alloy-steel and stainless steel bolting for high temperature or high pressure service and other special purpose applications.*
- [118] DIN 931-1:1987-09, *Sechskantschrauben mit Schaft; Gewinde M1,6 bis M39; Produktklassen A und B.*
- [119] ISO 4014:2011, *Hexagon head bolts – Product grades A and B.*
- [120] ISO 4017:2014, *Fasteners – Hexagon head screws – Product grades A and B.*
- [121] PN-81/M-82056:1981, *Połączenia gwintowe stalowe. Dopuszczalne momenty dokręcenia.* 1981.
- [122] PN-EN 10088-1:2014-12, *Stale odporne na korozję – Część 1: Wykaz stali odpornych na korozję.*
- [123] PN-EN 10228-2:2016-07, *Badania nieniszczące odkuwek stalowych – Część 2: Badanie penetracyjne.*
- [124] PN-EN 13018:2016-04, *Badania nieniszczące – Badania wizualne – Zasady ogólne.*
- [125] PN-EN ISO 12706:2010, *Badania nieniszczące – Badania penetracyjne – Terminologia.*
- [126] PN-EN ISO 1461:2011, *Powłoki cynkowe nanoszone na wyroby stalowe i żeliwne metodą zanurzeniową – Wymagania i metody badań.*
- [127] PN-EN ISO 15330:2002, *Części złączne – Badanie obciążeniem wstępnym w celu wyznaczenia kruchości wodorowej – Metoda równoległych powierzchni oporowych.*
- [128] PN-EN ISO 3059:2013-06, *Badania nieniszczące – Badania penetracyjne i badania magnetyczne proszkowe – Warunki obserwacji.*
- [129] PN-EN ISO 3452-1:2013-08, *Badania nieniszczące – Badania penetracyjne – Część 1: Zasady ogólne.*
- [130] PN-EN ISO 3452-4:2001, *Badania nieniszczące – Badania penetracyjne – Część 4: Wyposażenie.*

- [131] PN-EN ISO 3506-1:2020-10, *Części złączne – Własności mechaniczne części złącznych odpornych na korozję ze stali nierdzewnej – Część 1: Śruby i śruby dwustronne z określonym gatunkiem stali i klasą własności.*
- [132] PN-EN ISO 3506-2:2020-10, *Części złączne – Własności mechaniczne części złącznych odpornych na korozję ze stali nierdzewnej – Część 1: Nakrętki z określonym gatunkiem stali i klasą własności.*
- [133] PN-EN ISO 4042:2018-11, *Części złączne – Powłoki elektrolityczne.*
- [134] PN-EN ISO 4759-1:2004, *Tolerancje części złącznych – Część 1: Śruby, wkręty, śruby dwustronne i nakrętki – Klasy dokładności A, B i C.*
- [135] PN-EN ISO 6158:2019-01, *Powłoki metalowe i inne nieorganiczne – Elektrolityczne powłoki chromowe do zastosowań technicznych.*
- [136] PN-EN ISO 6507-1:2018-05, *Metale – Pomiar twardości sposobem Vickersa – Część 1: Metoda badania.*
- [137] PN-EN ISO 683-2:2018-08, *Stale do obróbki cieplnej, stale stopowe i stale automatowe – Część 2: Stale stopowe do hartowania i odpuszczania.*
- [138] PN-EN ISO 8044:2020-08, *Korozja metali i stopów – Terminologia.*
- [139] PN-EN ISO 898-1:2013-06, *Własności mechaniczne części złącznych wykonanych ze stali węglowej oraz stopowej – Część 1: Śruby i śruby dwustronne o określonych klasach własności – Gwint zwykły i drobnozwojny.*
- [140] PN-EN ISO 898-2:2012, *Własności mechaniczne części złącznych ze stali węglowej i stali stopowej – Część 2: Nakrętki z określoną wartością obciążenia próbnego – Gwint zwykły i drobnozwojny.*
- [141] PN-EN ISO 898-5:2012, *Własności mechaniczne części złącznych wykonanych ze stali węglowej oraz stopowej – Część 5: Śruby bez łba i podobne gwintowane części złączne o określonej klasie twardości – Gwint zwykły i drobnozwojny.*
- [142] PN-H-04503:1961, *Odczynniki do badania mikrostruktury stopów żelaza.*

- [143] PN-ISO 2904:1996, *Gwinty trapezowe metryczne ISO – Wymiary nominalne.*
- [144] PN-ISO 724:1995, *Gwinty metryczne ISO ogólnego przeznaczenia – Wymiary nominalne.*
- [145] PN-ISO 725:1997, *Gwinty calowe ISO – Wymiary nominalne.*
- [146] PN-ISO 965-2:2001, *Gwinty metryczne ISO ogólnego przeznaczenia – Tolerancje – Część 2: Wymiary graniczne gwintów zewnętrznych i wewnętrznych ogólnego przeznaczenia – Klasa średniodokładna.*
- [147] PN-ISO 965-3:2001, *Gwinty metryczne ISO ogólnego przeznaczenia – Tolerancje – Część 3: Odchyłki gwintów maszynowych.*
- [148] PN-M-82101:1958, *Śruby z łbami sześciokątnymi surowe i półsurowe z gwintami krótkimi.*
- [149] SAE International, *AIR4127A Steel: Chemical Composition and Hardenability.*

Źródła dostępne online

- [150] ACME Refining LLC, *Graphitic lubricants.* 2021. URL: <https://acmerefining.com/graphitic-lubricants/> (term. wiz. 20.08.2021).
- [151] Brahim S., *Qualification of Dacromet for use with ASTM A490 high strength structural bolts.* 2006. URL: <https://pdf4pro.com/cdn/qualification-of-dacromet-for-use-with-astm-a490-3b7845.pdf> (term. wiz. 20.08.2021).
- [152] British Stainless Steel Association, *Stainless Steel Fasteners to BS EN ISO 3506 Grades A1, A2 (A3) & A4 (A5).* 2007. URL: <https://www.ssbrightdrawers.co.uk/certificates/fastener%5C%20grades.pdf> (term. wiz. 20.08.2021).
- [153] CRC Industries UK Ltd, *Technical data.* 2021. URL: <http://www.ambersil.com/ambersil/> (term. wiz. 20.08.2021).
- [154] DuPont, *Molykote.* 2021. URL: <https://www.dupont.com/brands/molykote.html> (term. wiz. 20.08.2021).

-
- [155] Fuchs Japan LTD, *Gleitmo 900 Automotive lubricants*. 2021. URL: <https://www.fuchs.com/jp/en/product/product/65947-gleitmo-900/> (term. wiz. 20.08.2021).
- [156] Parlament Europejski i Rada, *Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2000/53/WE*. 2000. URL: <http://data.europa.eu/eli/dir/2000/53/2020-03-06> (term. wiz. 20.08.2021).
- [157] Zhmurkin D., *Corrosion Resistance of Bolt Coatings*. 2009. URL: http://yaran-sanat.ir/wp-content/uploads/2019/05/Bolt_Coatings.pdf (term. wiz. 20.08.2021).

Metodyka obliczeń, analiza wad technologicznych i synteza uszkodzeń eksploatacyjnych śrub

Streszczenie

Celem pracy było przeprowadzenie badań w zakresie doniesień literaturo-
wych, obliczeń własnych i eksperymentów, których obiektem były elementy
złączne w postaci śrub. Pomimo tego, że śruby wykorzystywane są w tech-
niece od wieków, to ciągle nowe możliwości analityczne i badawcze są wyko-
rzystywane do obliczania ich konstrukcji i doskonalenia procesu wytwarza-
nia. Problem podjęty w pracy jest zatem aktualny i ważny, zarówno z punktu
widzenia naukowego, jak i aplikacyjnego. Można zaobserwować zaintereso-
wanie badaczy z różnych ośrodków nie tylko samą technologią wytwarza-
nia śrub, ale również symulowaniem nośności złącza wraz ze szczegółowym
odtworzeniem zarysu gwintu w modelach oraz problemami optymalizacji
konstrukcji złączy i śrub w kontekście ograniczania kosztów wytwarzania
i montażu a także racjonalizacji wykorzystania zasobów.

W części badawczej opisano metodykę badań nieniszczących oraz niszczą-
cych śrub, wykonywanych celem identyfikacji wad technologicznych. Dzięki
badaniom nieniszczącym, dokonano makroskopowej oceny zniszczeń śrub,
ilościowo i jakościowo oceniając charakter, kształt i rodzaj defektów. W wy-
niku zastosowania metody penetracyjnej barwnej oraz metody defektosko-
powej, przy użyciu defektoskopu magnetyczno-proszkowego, ujawniono pęk-
nięcia hartownicze powstałe podczas obróbki cieplnej śrub.

W ramach badań niszczących wykonano zglądy metalograficzne oraz,
przy pomocy mikroskopu optycznego, wykonano zdjęcia, celem zidentyfiko-
wania składników strukturalnych, wtrąceń niemetalicznych a także wad wy-
stępujących w mikrostrukturze. Na podstawie wyników badań stwierdzono,
że w większości przypadków pojawiające się wady powodują konieczność wy-
miany elementów złącznych, ponieważ w czasie eksploatacji mogłyby stwa-
rzać zagrożenie dla bezpieczeństwa konstrukcji.

Dodatkowo zauważono, że właściwe monitorowanie i śledzenie procesu
technologicznego śrub zmniejsza ryzyko pojawienia się wad technologicznych
w śrubach. Ostatecznie, dokonano weryfikacji przebiegu procesu technolo-
gicznego śrub pod kątem ulepszenia zabiegów, podczas których powstawały
wady.

Słowa kluczowe: złącza gwintowe, połączenia rozłączne, badania niszczące,
wady technologiczne, defektoskopia

Calculation methodology, technological defects analysis and synthesis of damages during use of screws

Summary

The objective of this study was to conduct research on reports in the literature, own calculations and experiments on fixing elements in the form of screws. Despite screws being used for centuries, new analytical and research possibilities allow one to calculate the structure as well as to enhance the manufacturing process. The problem presented in this study is therefore up-to-date and significant both in terms of scientific and application approach. Scientists from various research centres show interest not only in the technology of manufacturing screws, but also simulating load capacity of the connector along with a detailed recreation of the thread outline in the models, as well as problems with optimisation of connector and thread structure in terms of decreasing the manufacturing and assembly cost as well as rationalization of resource usage.

The experimental part of the study presents the methodology of destructive and non-destructive tests on screws performed in order to identify technological defects. Performing non-destructive tests allowed one to macroscopically assess the damage to the screws, qualitatively and quantitatively assess the character, shape and type of defects. Dye penetrant method and flaw detector method using magnetic particle inspection allowed one to observe hardening cracks, which occurred during heat treatment of the screws.

Destructive tests consisted of preparing metallographic microsections and taking photographs with an optical microscope in order to identify structural components, non-metallic inclusions and defects occurring in the microstructure. On the basis of research results it was stated that in the majority of cases the occurring defects necessitate the usage of new connector elements, because they could pose danger to the structure. Moreover, it was noticed that proper monitoring of the technological process decreases the risk of the occurrence of technological defects in screws.

Keywords: connector threads, temporary joint, destructive tests, flaw detection, material defects