MECHANIKA
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
MECHANICS
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
2-M/2012
ZESZYT 6
ROK 109
ISSUE 6
YEAR 109

ŁUKASZ FELKOWSKI[1], JAN TALAGA[2]

PORÓWNANIE WYBRANYCH METOD OBLICZENIOWYCH DLA PROJEKTOWANIA POŁĄCZEŃ KOŁNIERZOWYCH

COMPARISON OF SELECTED CALCULATION METHODS FOR DESIGN OF FLANGE CONNECTIONS

Streszczenie

Przedmiotem pracy jest analiza porównawcza dwóch różnych metod obliczeniowych połączeń kołnierzowych zawartych w normie europejskiej PN-EN 13445-3 i w specyfikacji technicznej WUDT-UC. Szczególną uwagę poświęcono w pracy omówieniu różnic związanych z obliczaniem naciągu montażowego i naciągu ruchowego śrub, koniecznych dla zapewniania szczelnej pracy połączenia kołnierzowego. Omawiane zagadnienia zilustrowano przykładami liczbowymi. Stwierdzono różnice w wielkości naciągów śrub wyznaczonych w oparciu o porównywane algorytmy obliczeń.

Słowa kluczowe: połączenia kołnierzowe, naciąg montażowy, naciąg ruchowy

Abstract

The aim of this work is the comparative analysis of two different calculation methods of the flange connections comprised in PN-EN 13445-3 standard and WUDT-UC technical specification. The particular attention was paid to differences in the calculation of assembling and operating the bolt loads, necessary to the tight work of flange connection. The discussed issues have been illustrated by numerical examples. The differences have been found in the size of the bolt loads that were designated on the basis of the compared calculations algorithms.

Keywords: flange connections, assembling bolt load, operating bolt load

[1] Mgr inż. Łukasz Felkowski, E.C. PROZACH Sp. z o.o., Oświęcim.
[2] Dr inż. Jan Talaga, Politechnika Krakowska.

1. Wprowadzenie – przedmiot pracy

Połączenia śrubowo kołnierzowe są powszechnie stosowane w urządzeniach pracujących pod ciśnieniem, gdzie oprócz bezpiecznej pracy, wymaga się od nich odpowiednich warunków szczelności. Połączenia te pracują w urządzeniach, takich jak zbiorniki, wymienniki ciepła, pompy i wszędzie tam, gdzie potrzebny jest szybki montaż i demontaż urządzenia. Ciągłe zmierzanie do poprawy bezpieczeństwa wraz z uzyskaniem odpowiedniej szczelności, doprowadziło do opracowania odpowiednich algorytmów obliczeniowych połączeń kołnierzowych, które w większości przypadków zostały znormalizowane i zamieszczone w krajowych oraz międzynarodowych przepisach.

Coraz większe wymagania stawiane połączeniom kołnierzowym ograniczające dopuszczalny wyciek medium, prowadzi do powstawania nowych oraz modyfikacji istniejących już algorytmów obliczeń połączeń kołnierzowych. Dlatego przedmiotem rozważań niniejszej pracy jest przedstawienie i analiza różnic między algorytmami powszechnie stosowanymi w Polsce i zawartymi w normie PN-EN 13445-3 [1] (zharmonizowanej z dyrektywą 97/23/WE [2]) i w przepisach WUDT-UC [3]. Szczególną uwagę poświęcono w pracy omówieniu różnic związanych z obliczaniem naciągów śrub, wymaganych dla zapewniania szczelnej pracy złącza.

Norma zharmonizowana zawiera dwie metody obliczeń połączeń kołnierzowych: tradycyjną opartą na dobrze znanej metodzie Taylor Forge [1, 4, 5] oraz bardziej rozbudowany algorytm obliczeń zawarty w załączniku G normy PN-EN 13445-3 i w normie PN-EN 1591 [6]. Powszechnie jest stosowana metoda tradycyjna, jako prostsza i dająca pozytywne wyniki dla większości typów kołnierzy. Metodę Taylor Forge prezentują również inne normy zagraniczne, jak brytyjskie PD5500 [7] oraz amerykańskie ASME [4]. Główne zasady obliczeń, przedstawione w wymienionych normach, znane są inżynierom od ponad 70 lat. W późniejszym okresie pojawiały się alternatywne sposoby obliczeń połączeń kołnierzowych, które pokazywały pewne uchybienia tych zasad. Mimo wszystko algorytmy oparte na metodzie Taylor Forge są nadal zalecane w wielu normach urządzeń ciśnieniowych [8].

2. Różnice w algorytmach obliczeń naciągów śrub opartych na normach PN-EN 13445-3 oraz WUDT-UC

Obliczenia zawarte w PN-EN 13445-3 i WUDT-UC oparte są na podobnej metodzie, stąd możliwa jest analiza porównawcza zawarta w niniejszej pracy. Mimo podobieństwa obydwu algorytmów, pewne różnice mogą w ostateczności rzutować na wartości końcowe naciągów, a tym samym na szczelność połączenia i obciążenie kołnierza. Obie normy stosowane są od wielu lat z dużym powodzeniem, zaś do ich wspólnych wad [9] można zaliczyć:

- brak uwzględnienia różnej rozszerzalności cieplnej śrub i kołnierza oraz obciążeń niepochodzących od ciśnienia,
- brak szerszych procedur obliczeniowych dotyczących współpracy kołnierza z uszczelką np. rotacja kołnierza,
- brak szerszego uwzględnienia w algorytmach obliczeniowych zjawiska relaksacji i peł-

zania materiałów uszczelki i kołnierza.

Należy również nadmienić, że żadna z tych metod nie uwzględnia poziomu nieszczelności, który wynika z przyjętych uproszczeń. Co więcej, zapewniając wstępny naciąg śrub zgodnie z algorytmami w PN-EN 13445-3 oraz WUDT-UC nie można określić rozwoju siły wewnętrznej w śrubach przy obciążeniu złącza ciśnieniem [10].

Obie metody bazują na osiowej sile, która wynika z działającego ciśnienia oraz reakcji uszczelki, i która jest równoważona przez siłę naciągu śrub. Na szczelność wpływają nie tylko właściwości materiału uszczelki, ale również współpraca poszczególnych elementów złącza. Rozważania analityczne prowadzą do określenia modelu, który charakteryzuje się następującymi cechami: dużą podatnością uszczelki na naciski, dużą sztywnością śrub i kołnierza [5]. Taki model powoduje możliwie mały spadek naprężeń w uszczelce po obciążeniu złącza ciśnieniem.

Algorytm obliczeń połączenia śrubowo-kołnierzowego sprowadza się do ustalenia (w oparciu o określone procedury: WUDT-UC lub PN-EN 13445-3) sił w śrubach dla zapewnienia szczelności połączenia, a następnie sprawdzenia czy dana konstrukcja kołnierza, wytrzyma zadane obciążenia.

2.1. Naciąg śrub w warunkach pracy bezciśnieniowej

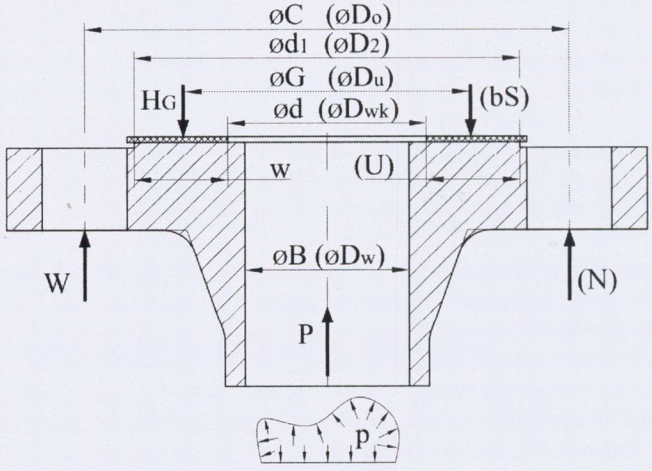
Wytrzymałość połączenia kołnierzowo-śrubowego sprawdza się dla:

- warunków montażu, dla których uwzględnia się pracę bezciśnieniową złącza w temperaturze montażu,
- warunków ruchowych, dla których uwzględnia się pracę złącza przy obciążeniu ciśnieniem w temperaturze roboczej.

Zgodnie z przepisami WUDT-UC jak i normą PN-EN 13445-3 w pierwszej fazie obliczeń należy określić wymaganą siłę naciągu śrub dla zapewnienia minimum szczelności złącza podczas bezciśnieniowej pracy aparatu. Szczelność rozumiana jest tutaj jako brak widocznych wycieków. Aby obliczyć wymagany naciąg śrub, należy oszacować siłę N_{m1} wg WUDT-UC lub obciążenie W_A wg PN-EN 13445-3. Wzory na N_{m1} i W_A wykazują znaczne podobieństwo do siebie, jednak wynikowe wartości obliczeniowe różnią się ze względu na inne podejście do wymiarów geometrycznych powierzchni uszczelnienia oraz naprężeń w uszczelce. Dla lepszego zobrazowania różnicy w algorytmach obliczeń połączeń kołnierzowych, dokonano porównania odpowiednich wzorów na przykładzie kołnierza szyjkowego z przylgą płaską typu B (zgodnie z PN-EN 1092-1) i uszczelką niemetalową (rys. 1). Oznaczenia bez nawiasów na rys. 1 są zgodne z PN-EN 13445-3, oznaczenia w nawiasach są zgodne z WUDT-UC. Symbole W i N określają siły w śrubach niezależnie od warunków obciążenia (stan pracy lub stan montażu). P jest siłą wynikającą z ciśnienia czynnika działającego wewnątrz połączenia kołnierzowego.

W tabeli 1 przedstawione są poszczególne składowe wzoru na naciąg N_{m1} i odpowiadające im w normie PN-EN 13445-3 składowe naciągu W_A.

Średnia średnica uszczelnienia D_u i średnica reakcji uszczelki G pełnią tę samą funkcję, tj. są średnicami, dla których zakłada się, że działa na nich skupiona reakcja uszczelki. Mimo, że obie te wartości posiadają tę samą definicję, norma PN-EN 13445-3 i WUDT-UC przyjmują inny sposób oceny tych wartości, co wynika z uproszczonego założenia współpracy uszczelki z kołnierzem (rys. 2).



Rys. 1. Kołnierz szyjkowy do przyspawania z przylgą typu B;
oznaczenia wg PN-EN 13445 (bez nawiasów) i wg WUDT-UC (w nawiasach)

Fig. 1. Welding neck flange with a face of type B;
symbols acc. to PN-EN 13445 (without brackets) and acc. to WUDT-UC (in brackets)

Tabela 1

Naciąg śrub dla pracy bezciśnieniowej złącza

WUDT-UC		PN-EN 13445-3		Jedn.
$N_{m1} = \pi \cdot D_u \cdot U_{cz} \cdot \sigma_m$		$W_A = \pi \cdot b \cdot G \cdot y$		
N_{m1}	minimalny naciąg śrub dla warunków bezciśnieniowej pracy złącza	W_A	minimalny wymagany naciąg śrub dla stanu montażowego	N
D_u	średnia średnica uszczelnienia	G	średnica na której działa reakcja uszczelki (średnica reakcji uszczelki)	mm
U_{cz}	czynna szerokość uszczelnienia	b	efektywna szerokość osadzenia uszczelki lub połączenia	mm
σ_m	naprężenia ściskające w uszczelce wywołane siłą N_{m1}	y	minimalne nacisk powierzchniowy na uszczelkę	MPa

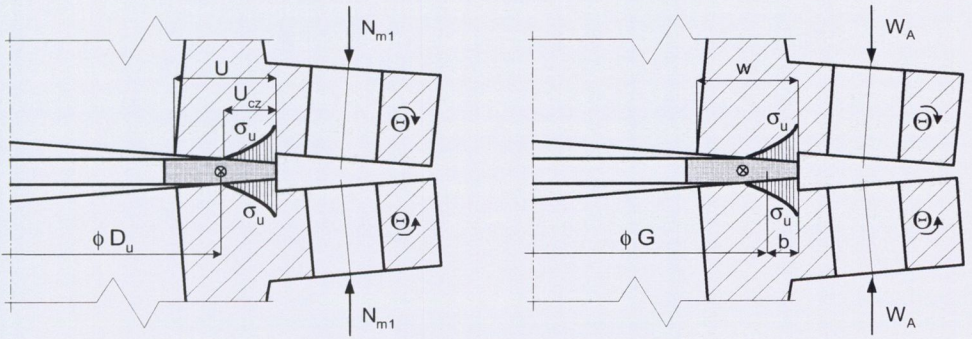
Rozważając przylgę jak na rys. 1 można odczytać z tabeli 3 [3] w WUDT-UC/WO-O/19, że średnica $D_u = 0{,}5 \cdot (D_{wk} + D_2)$ jest średnią średnicą powierzchni kontaktowych przylgi z uszczelką, zależną ściśle od konstrukcji uszczelnienia. Średnica G natomiast (norma PN-EN) jest zależna od podstawowej szerokości osadzenia uszczelki b_0, którą oblicza się ze wzoru: $b_0 = 0{,}5 \cdot w$ (gdzie w to szerokość stykowa uszczelki, ograniczona przez średnice uszczelki i powierzchnię przylgową kołnierza). Dla rozważanego przykładu $w = 0{,}5 \cdot (d_1 - d)$. Mając komplet danych, można określić średnicę G (tabela 2):

- gdy $b_0 \leq 6{,}3$ mm, to średnica G jest średnią średnicą powierzchni stykowej uszczelki przylgą (czyli podobnie jak dla WUDT-UC średnica D_u),
- gdy $b_0 > 6{,}3$ mm, to średnica G jest średnicą zewnętrzną powierzchni stykowej uszczelki pomniejszoną o $2 \cdot b$ (gdzie b to efektywna szerokość osadzenia uszczelki).

Tabela 2

Sposób obliczenia średnicy *D* i *G*

WUDT-UC	PN-EN 13445-3		Jedn.
D_u – średnia średnica uszczelnienia	G – średnica reakcji uszczelki		
$D_u = 0{,}5 \cdot (D_{wk} + D_2)$	$b_0 \leq 6{,}3$	$G = 0{,}5 \cdot (d + d_1)$	mm
	$b_0 > 6{,}3$	$G = d_1 - 2b$	



Rys. 2. Uproszczony schemat współpracy kołnierza z uszczelką

Fig. 2. Simplified scheme of cooperation a flange with a gasket

Wartość naciągu śrub jest zależna od czynnej szerokości uszczelnienia U_{cz} (wg WUDT-UC) oraz od efektywnej szerokości osadzenia uszczelki b (wg PN-EN 13445-3). Podczas dalszych rozważań należy zwrócić uwagę na kolizję oznaczeń, ponieważ oznaczeniem b w WUDT-UC określa się współczynnik zabezpieczający przed spadkiem siły w uszczelce na skutek pełzania jej materiału. Wartości U_{cz} wg WUDT-UC oraz b wg PN-EN 13445-3 wyznacza się przy założeniu, że kołnierz pracuje podobnie jak prosta belka, której obrót (wywołany naciągiem śrub) względem punktu podparcia (uszczelki) powoduje spadek nacisków w wewnętrznej części uszczelki i wzrost w części zewnętrznej.

Uproszczoną współpracę kołnierza z uszczelką obrazuje rys. 2, na którym schemat po lewej stronie jest zgodny z oznaczeniami wg WUDT-UC, zaś z prawej strony zgodnie z oznaczeniami wg PN-EN 13445-3. Kąt Θ jest kątem obrotu kołnierza względem uszczelki, który zależy od sztywności kołnierza i uszczelki [8].

Specyfikacja techniczna WUDT-UC i norma PN-EN 13445-3 w różny sposób definiują czynne szerokości uszczelnienia, co ma znaczący wpływ na wartości sił N_{m1} i W_A.

Zgodnie z warunkami WUDT-UC wartość szerokości czynnej U_{cz} zależna jest od wartości rzeczywistej uszczelnienia U, która z kolei zależy od rodzaju konstrukcji

uszczelnienia. Ograniczając się wyłącznie do uszczelek płaskich (rys. 1, rys. 2) można zauważyć, że szerokość $U = 0{,}5 \cdot (D_2 - D_{wk})$ jest wartością rzeczywistego styku powierzchni przylgi do uszczelki. Natomiast szerokość czynna wg WUDT-UC wynosi:

- dla $U \leq 12$ mm szerokość czynna $U_{cz} = U$
- dla $U > 12$ mm szerokość czynna $U_{cz} = 3{,}47 \cdot \sqrt{U}$.

Wartością odpowiadającą rzeczywistej szerokości uszczelnienia U jest wg normy PN-EN 13445-3 szerokość stykowa w. Szerokość stykowa uszczelki w nie decyduje jeszcze o wartości efektywnej szerokości osadzenia uszczelki b. Dopiero po obliczeniu podstawowej szerokości osadzenia uszczelki b_0 można określić szerokość b. Ograniczając się wyłącznie do uszczelek płaskich (rys. 1) $b_0 = w/2$, wartość b wg PN-EN 13445-3 wynosi:

- gdy $b_0 \leq 6{,}3$ mm to $b = b_0$
- gdy $b_0 > 6{,}3$ mm to $b = 2{,}52 \cdot \sqrt{b_0}$.

W tabeli 3 zestawiono wzory na czynne szerokości uszczelniania wg WUDT-UC i PN-EN 13445-3. Można zauważyć, że rzeczywiste szerokości uszczelnienia (w i U) są porównywalne, zaś wartości czynnych szerokości b i U_{cz} mogą różnić się od siebie nawet dwukrotnie (przy czym $b < U_{cz}$). Ograniczając się tylko do analizy szerokości uszczelnienia można założyć, że ze względu na mniejsze wartości szerokości uszczelnienia b, z obliczeń wg PN-EN 13445 wynikać będą mniejsze siły naciągu śrub w celu zapewnienia szczelności połączenia. Takie rozważania mają sens tylko wtedy, gdy naprężenia y i σ_m w uszczelce dla zapewnienia szczelności są sobie równe ($y = \sigma_m$).

Tabela 3

Czynne szerokości uszczelnienia

WUDT-UC		PN-EN 13445-3	
$w = U$, $b_o = 0{,}5 \cdot w = 0{,}5 \cdot U$			
U_{cz}		b	
$U \leq 12$	$U_{cz} = U$	$w \leq 12{,}6$	$b = 0{,}5 \cdot w$
$U > 12$	$U_{cz} = 3{,}47 \cdot \sqrt{U}$	$w > 12{,}6$	$b = 2{,}52 \cdot \sqrt{0{,}5 \cdot w}$

Wartości σ_m i y są naprężeniami wstępnymi w uszczelce zapewniającymi szczelność połączenia w warunkach pracy bezciśnieniowej (zwanych również stanem montażu). Aby osiągnąć wymaganą szczelność konieczne jest, aby wszystkie nieregularności powierzchni przylgi zostały wypełnione materiałem uszczelki. Wartości naprężeń uszczelki dla stanu montażu (dla odpowiednich materiałów) można odczytać z tablic zawartych w wytycznych WUDT-UC i PN-EN 13445-3 (w zależności od wyboru normy obliczeniowej). Przyjęcie zbyt niskich wartości współczynników może spowodować nieszczelność połączenia, przy czym nie wpływa to na zmniejszenie wytrzymałości konstrukcji kołnierza. W przypadku PN-EN 13445-3 wystarczającym dowodem na zapewnienie szczelności przez uszczelkę jest próba hydrostatyczna [4].

Ze względu na różnorodność materiałów stosowanych na uszczelki, pożądane jest, aby producent w danych katalogowych umieszczał wartości σ_m i y dla swoich produktów,

zapewniając tym samym odpowiednią klasę szczelności dla produkowanych uszczelek (co ma już miejsce wśród znaczących producentów uszczelnienia w Polsce [11]).

Sposób wyznaczania wartości σ_m i y opiera się na metodach doświadczalnych, bazujących na odpowiednich standardach i normach, które określają klasę szczelności uszczelnienia. Dla przykładu w tab. 4 zostały przedstawione wartości σ_m i y dla różnych materiałów (tego samego producenta [11]). Można zauważyć, że wartości te są zbliżone do siebie. Wyznaczanie σ_m i y wykonuje się w warunkach laboratoryjnych, określając w pierwszej kolejności wartość y (w oparciu o znane procedury zawarte w normie ASTM F 586-79 [12]), a następnie przeliczając ją na σ_m [13].

Tabela 4

Parametry σ_m i y dla wybranych uszczelek

Materiał uszczelki	σ_m [MPa]	y [MPa]
Uszczelka z mieszanki włóknisto-elastomerowej z wewnętrznym zbrojeniem w postaci metalowej siatki	35,7	35,2
Uszczelka na bazie włókien aramidowych oraz innych substytutów azbestu powiązanych odpowiednią mieszanką elastomerową	20,4	20,0
Uszczelka z grafitu o czystości przemysłowej i gęstości 1,0 g/cm^3, nie zawierająca jakichkolwiek innych komponentów metalowych	18,3	17,9

2.2. Naciąg śrub w warunkach ruchowych

Oszacowanie naciągów N_r i W_{op} dla warunków ruchowych jest kolejnym krokiem w celu wyznaczenia rzeczywistej siły montażowego naciągu śrub, niezbędnego dla zapewnienia szczelności połączenia po obciążeniu go ciśnieniem. Przedstawione w tabeli 5 wzory na N_r i W_{op} są zbliżone do siebie, jednakże wyniki obliczeń będą różnić się ze względu na inne podejście do określenia szerokości uszczelnienia, średnicy uszczelnienia oraz inne wartości współczynnika m wprowadzonego w normie PN-EN 13445 i wielokrotności ciśnienia obliczeniowego p_o wg WUDT-UC. Wartość m i wielokrotność ciśnienia p_o zależą – podobnie jak σ_m i y – od materiału uszczelki oraz od klasy szczelności uszczelniania [11], przy czym obie te wartości mają pełnić tę samą funkcję. Nacisk powierzchni uszczelki musi być „n" razy większy od ciśnienia wewnętrznego, gdzie w przypadku rozważanych metod $n = m$ dla PN-EN 13445 lub n = wielokrotności ciśnienia dla WUDT-UC.

Pierwsze człony (P i H) obu wzorów na N_r i W_{op} (tabela 5) określają hydrostatyczne obciążenie ciśnieniem, na powierzchni ograniczonej przez średnicę działania reakcji uszczelki (D_u i G). Drugie człony ($b \cdot S$ i H_G) obu wzorów określają reakcję uszczelki na pierścieniowej powierzchni o szerokości U_{cz} (wg WUDT-UC) i szerokości $2 \cdot b$ (wg PN-EN 13445-3). W przypadku WUDT-UC wartość siły S (która ma zapewnić naprężenia σ_r w uszczelce) jest obliczana przy założeniu, że szerokość uszczelnienia zapewniająca szczelność wynosi U_{cz}. Dla normy PN-EN 13445-3 wartość tej szerokości jest podwojona, stąd wielkość $2 \cdot b$ we worze na wartość siły H_G. Zwiększenie czynnej szerokości uszczelnienia w algorytmie PN-EN 13445-3 prowadzi do zwiększenia wymaganej siły dla zapewnienia szczelności złącza podczas obciążenia go ciśnieniem. Tym samym szerokości

czynne uszczelnienia wg PN-EN 13445-3 i WUDT-UC mają zbliżone wartości, mimo uproszczonej metody ich wyznaczania. W takim przypadku o wielkości siły w śrubach będzie decydować współczynnik wielokrotności ciśnienia, aby zapewnić wymagane naprężenie w uszczelce (w celu uniknięcia nieszczelności). W przypadku WUDT-UC szerokość uszczelnienia nie została podwojona, co mogłoby zapewnić większe prawdopodobieństwo szczelności złącza przez zwiększenie wartości siły *S*. Mimo to, algorytm obliczeń w WUDT-UC uwzględnia (w sposób uproszczony) występowanie zjawiska pełzania uszczelki, w wyniku czego, wartość siły *S* jest pomnożona o współczynnik *b* zabezpieczający przed spadkiem siły *S*. Wartość współczynnika *b* wg WUDT-UC w zależności od materiału i temperatury roboczej mieści się na ogół w zakresie 1 ÷ 3 [12].

Tabela 5

Naciąg śrub dla warunków ruchowych

WUDT-UC			PN-EN 13445-3		
$N_r = P + b \cdot S$			$W_{op} = H + H_G$		
$P = \frac{\pi}{4}\left(D_u^2 \cdot p_0\right)$			$H = \frac{\pi}{4} \cdot \left(G^2 \cdot P\right)$		
$S = \pi \cdot D_u \cdot U_{cz} \cdot \sigma_r$			$H_G = \pi \cdot G \cdot 2 \cdot b \cdot (m \cdot P)$		
N_r	N	siła ruchowego naciągu śrub	W_{op}	N	minimalne wymagane obciążenie śrub dla stanu roboczego
P	N	siła naporu płynu na połączenie	H	N	całkowita siła hydrostatyczna
S	N	siła nacisku na uszczelkę wywołująca w niej naprężenia σ_r	H_G	N	obciążenie ściskające uszczelkę dla zapewnienia szczelności
b	-	współczynnik zabezpieczający przed spadkiem siły S na skutek pełzania materiału uszczelki	m	-	współczynnik potrzebny dla zapewnienia szczelności przy obciążeniu złącza ciśnieniem
σ_r	MPa	naprężenie w uszczelce wywołane siłą S	$m \cdot P$	MPa	nacisk na uszczelkę gwarantujący szczelność połączenia w warunkach roboczych
p_0	MPa	ciśnienie obliczeniowe	P	MPa	ciśnienie obliczeniowe

Wielkości N_r i W_{op} są siłami w śrubach (dla stanu pracy – przy obciążeniu kołnierza ciśnieniem wewnętrznym), które mają zapewnić, że siły ściskające uszczelkę $b \cdot S$ i H_G nie spadną poniżej ustalonych wartości gwarantujących szczelność połączenia. Decydujący wpływ na siły *S* i H_G mają: wielokrotność ciśnienia p_o wg WUDT-UC oraz współczynnik *m* wg PN-EN 13445-3. Przeciek (nieszczelność) powstanie, gdy naciski na powierzchni uszczelki spadną poniżej pewnego minimalnego poziomu. Poziom ten jest zmienny i można założyć, że rośnie liniowo wraz ze wzrostem ciśnienia wewnętrznego. Teoretycznie

połączenie będzie szczelne, gdy naciski na powierzchni uszczelki będą równe ciśnieniu wewnętrznemu, ale w praktyce (dla zapewnienia szczelności w każdych warunkach) przyjmuje się, że naciski muszą być większe od ciśnienia działającego na złącze (tabela 5). Wielokrotność ciśnienia p_o oraz współczynnik m można odczytać z katalogów producentów uszczelnienia, jak również można opierać się na wartościach podanych w WUDT-UC (dla wielokrotności ciśnienia p_o) i normie ASME (dla współczynnika m). Korzystanie z tabeli zawartej w ASME (przywołanej również w normie PN-EN 13445-3) wiążę się z pewnym ryzykiem, ponieważ prawidłowe wartości współczynnika m powinno wyznaczać się dla konkretnych materiałów uszczelek w sposób doświadczalny, zgodnie z powszechnie stosowanymi normami, aby zagwarantować odpowiednią klasę szczelności połączenia.

Wielokrotność ciśnienia p_o i współczynnik m różnią się od siebie (tabela 6). W zależności od materiału uszczelki (a także od producenta) dla większości przypadków współczynnik m jest dwa razy mniejszy niż wielokrotność ciśnienia p_o. Różnica ta wynika z podwojonej wartości szerokości uszczelnienia $2b$ dla algorytmu obliczeń wg PN-EN 13445-3.

Siła ściskająca uszczelkę po obciążeniu złącza ciśnieniem jest mniejsza dla PN-EN 13445-3, co wynika z innej interpretacji czynnej szerokości uszczelnienia ($b \neq U_{cz}$) oraz uwzględnienia w algorytmie obliczeń wg WUDT-UC współczynnika b zabezpieczającego przed spadkiem siły S w wyniku pełzania uszczelki.

Tabela 6

Parametry σ_r i m dla przykładowych materiałów uszczelek

Materiał uszczelki	σ_r [MPa]	m (wg [12])
Uszczelka z mieszanki włóknisto-elastomerowej z wewnętrznym zbrojeniem w postaci metalowej siatki	$5p_0$	2,5
Uszczelka na bazie włókien aramidowych oraz innych substytutów azbestu powiązanych odpowiednią mieszanką elastomerową	$4p_0$	2,0
Uszczelka z grafitu o czystości przemysłowej o gęstości 1,0 g/cm^3, nie zawierająca jakichkolwiek innych komponentów metalowych	$4p_0$	2,0

2.3. Montażowy naciąg śrub

Przedstawione powyżej wartości naciągów śrub (wywołujące odpowiednie naprężenia w uszczelce) mają zapewnić szczelność połączenia dla dwóch stanów: przy braku obciążenia ciśnieniem i przy obciążeniu ciśnieniem. Jak wynika z przedstawionych wzorów, siły te nie są jeszcze wystarczające do oceny ostatecznego naciągu montażowego śrub. Przy braku kompletnych danych materiałowych złącza oraz gruntownej analizy współpracy poszczególnych elementów (z uwzględnieniem zjawisk takich jak: wysoka temperatura, duże ciśnienie, wielkość kołnierza), trudno jest oszacować wstępny naciąg śrub. Opierając się na uznanej praktyce inżynierskiej zakłada się, że naciąg wstępny (montażowy) jest równy maksymalnej wartości z obliczonych powyżej naciągów (tabela 7).

Przy wysokich wartościach ciśnienia można spodziewać się, że naciągi dla warunków ruchowych W_{op} i N_r będą większe niż W_A i N_{m1}. W przypadku wytycznych WUDT-UC przy określaniu naciągu montażowego, siła N_r zostaje dodatkowo zwiększona w wyniku przemnożenia jej przez współczynnik C zależny od średniej średnicy uszczelnienia D_u. Po raz kolejny prowadzi to do zwiększenia naciągu śrub w odniesieniu do sił wyliczonych z algorytmów PN-EN 13445-3.

Tabela 7

Naciągi montażowe śrub

WUDT-UC		PN-EN 13445-3	Jedn.
$N_m = \max(N_{m1}; N_{m2} = C \cdot N_r)$		$F_{nom} = \max(W_A; W_{op})$	N
$D_u \leq 500$ mm	$C = 1{,}2$		
$D_u > 500$ mm	$C = 1{,}4$		

W przypadku pracy bezciśnieniowej złącza, siły W_{op} i N_r osiągają wartość zerową, przez co nie mogą decydować o szczelności połączenia, a tym samym nie mogą stanowić wartości naciągów montażowych. Wówczas siłami gwarantującymi szczelną pracę złącza są N_{m1} i W_A, zapewniające wymaganą, minimalną wartość naprężenia w uszczelce podczas pracy bezciśnieniowej.

Ocena siły montażowej przyjętej jak w tabeli 7, zapewnia prawidłową pracę złącza, ponieważ realizują one wymagane siły w śrubach podczas pracy, już na etapie montażu. Dla sytuacji, gdy $C \cdot N_r > N_{m1}$ lub $W_{op} > W_A$ wartość siły naciągu montażowego jest większa, niż wymagana dla rzeczywistych warunków. Wpływa to w pewnym stopniu na zabezpieczenie złączą przed utratą szczelności na skutek takich zjawisk jak: relaksacja naprężeń i pełzanie materiałów złącza podczas pracy w wysokich temperaturach [14], ale zarazem budzi zastrzeżenia, co do obliczenia przekroju śruby, ze względu na brak możliwości oceny siły w śrubach po obciążeniu złącza ciśnieniem.

3. Podsumowanie

Algorytmy obliczeń połączeń kołnierzowych zawarte w WUDT-UC i PN-EN 13445-3 mimo, że prezentują podobne podejście do zagadnień szczelności połączenia kołnierzowego, dają inne wartości naciągów śrub, co w konsekwencji ma wpływ nie tylko na szczelność złącza, ale również na obciążenie kołnierza i jego wytrzymałość. Dlatego nie bez znaczenia jest znajomość podstawowych różnic w obu algorytmach i umiejętność interpretacji wyników obliczeń. Należy jednak zaznaczyć, że rosnące wymagania dotyczące poziomu szczelności połączeń sprawiają, że opisane algorytmy zastępowane są coraz częściej bardziej złożonymi i dokładnymi metodami obliczeniowymi [6, 8, 9, 10], które uwzględniają dodatkowe czynniki wpływające na szczelność połączenia oraz pozwalają na dokładniejsze oszacowanie wartości naciągów śrub w złączu kołnierzowym.

Oznaczenia

B, D_w	–	wymiar zgodny z rys.1	[mm]
b	–	efektywna szerokość osadzenia uszczelki lub połączenia	[mm]
b	–	współczynnik zabezpieczający przed spadkiem siły S na skutek pełzania materiału uszczelki	[–]
b_0	–	podstawowa szerokość osadzenia uszczelki	[mm]
C	–	współczynnik uwzględniający naciąg montażowy śrub na uszczelkę przy parametrach obliczeniowych	[–]
C, D_0	–	podziałowa średnica śrub	[mm]
D_u	–	średnia średnica uszczelnienia	[mm]
d, D_{wk}	–	wymiar zgodny z rys.1	[mm]
d_1, D_2	–	wymiar zgodny z rys.1	[mm]
F_{nom}	–	naciąg montażowy śrub	[N]
G	–	średnica na której działa reakcja uszczelki	[mm]
H	–	całkowita siła hydrostatyczna	[N]
H_G	–	obciążenie ściskające uszczelkę dla zapewnienia szczelności	[N]
m	–	współczynnik potrzebny dla zapewnienia szczelności przy obciążeniu złącza ciśnieniem	[–]
N_m	–	naciąg montażowy śrub	[N]
N_{m1}	–	minimalny naciąg śrub dla warunków bezciśnieniowej pracy złącza	[N]
N_r	–	siła ruchowego naciągu śrub	[N]
P	–	siła naporu płynu na połączenie	[N]
P, p_o	–	ciśnienie obliczeniowe	[MPa]
S	–	siła nacisku na uszczelkę wywołująca w niej naprężenia σ_r	[N]
U	–	rzeczywista szerokość uszczelnienia	[mm]
U_{cz}	–	czynna szerokość uszczelnienia	[mm]
W_A	–	minimalny wymagany naciąg śrub dla stanu montażowego	[N]
W_{op}	–	minimalne wymagane obciążenie śrub dla stanu roboczego	[N]
w	–	szerokość stykowa uszczelki	[mm]
y	–	minimalny nacisk powierzchniowy na uszczelkę	[MPa]
Θ	–	kąt obrotu kołnierza względem uszczelki	[deg]
σ_m	–	naprężenia ściskające w uszczelce wywołane siłą N_{m1}	[MPa]
σ_r	–	naprężenie w uszczelce wywołane siłą S	[MPa]

Literatura

[1] Polska Norma PN-EN 13445-3 Nieogrzewane płomieniem zbiorniki ciśnieniowe. Część 3: Projektowanie, Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa 2009.

[2] Dyrektywa 97/23/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 29 maja 1997, Dziennik Urzędowy Wspólnot Europejskich, L 181, 9.7.1997.

[3] *Warunki Urzędu Dozoru Technicznego, Urządzenia Ciśnieniowe*, Wydanie II, Urząd Dozoru Technicznego, Warszawa 2005.

[4] Norma ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 1, ASME, 2010.
[5] Modern Flange Design. Bulettin 502. G+W Taylor-Bonney Division. P.O. Box 999. Southfield, Michigan 48037.
[6] Polska Norma PN-EN 1591-1 Kołnierze i ich połączenia. Część 1: Metoda obliczeniowa, Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa 2009.
[7] Norma British Standards PD 5500: *Specification for unfired fusion welded pressure vessels*, BSI Group, London 2009.
[8] Union de Normalisation de la Mécanique. EN 13445 *Unfired pressure vessels. Background to the rules in Part 3 Design*. Issue 2 – 20, August 2004.
[9] Magnucki K., Malinowski M., Belica T., Dębowski D.: Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 40, nr 4, (2005), 105-119.
[10] Zerres H., Guerout Y.: International Journal of Pressure Vessels and Piping, 81, (2004), 211-216.
[11] Materiały firmy Spetech (8.02.2011): http://www.spetech.com.pl.
[12] Norma Standard ASTM F586-79 E01: *Test Method for Leak Rates Versus Y Stresses and M Factors for Gaskets*, 1989.
[13] Zajączek J.: Dozór Techniczny, 3, (2005), 63-64.
[14] Rządkowski J., Stęczniak R.: Rurociągi, 37, nr 4, (2004), 15-18.