

NUMERYCZNA ANALIZA SZCZELNOŚCI METALOWEJ WYSOKOCIŚNIENIOWEJ USZCZELKI TYPU „2-DELTA”

Maciej KRASIŃSKI*, Andrzej TROJNACKI*

*Instytut Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II nr 37, 31-864 Kraków

mkr@mech.pk.edu.pl, atroj@mech.pk.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono numeryczną analizę szczelności wysokociśnieniowego połączenia z metalową uszczelką typu „2-delta”. Za kryterium szczelności przyjęto z jednej strony wielkość nacisków powierzchniowych, a z drugiej efektywną szerokość strefy kontaktu na uszczelnianej powierzchni. Przeprowadzono weryfikację pewnych praktycznych zaleceń, wykorzystywanych przy projektowaniu i eksploatacji wysokociśnieniowych połączeń z uszczelką typu „2-delta”. Dokonano oceny przydatności zaproponowanego uproszczonego analitycznego modelu kontaktu uszczelki z gniazdem, który może mieć zastosowanie w inżynierskich obliczeniach tego typu połączeń.

1. WPROWADZENIE

Konieczność zapewnienia wysokich ciśnień i temperatur w instalacjach energetycznych oraz w licznych procesach syntezy chemicznej wyklucza niekiedy stosowanie uszczelek miękkich do zamykania zbiorników i łączenia rurociągów. W takich przypadkach są często używane uszczelki metalowe, spełniające z powodzeniem postawione im funkcje uszczelniające i jednocześnie charakteryzujące się dużą odpornością na agresywne chemiczne działanie czynnika.

Dla stosunkowo niskich ciśnień są przeważnie wykorzystywane typowe połączenia kołnierzowo-śrubowe z metalowymi uszczelkami płaskimi. Ich wymiary są znormalizowane, podobnie jak metody obliczania (doboru). W przypadku ciśnień wyższych, przekraczających 100 MPa, stosuje się inne systemy uszczelniania z uszczelkami metalowymi. Przegląd typowych rozwiązań można znaleźć w pracy Freemana (1960) a kilka szczegółowych przypadków rozpatrywali Ryś i Zieliński (1977), Deininger i Strohmeier (2000) oraz Ryś i inni (2006).

Wysokociśnieniowe połączenia z uszczelkami metalowymi to układy z liniowym lub powierzchniowym kontaktem na styku elementów złącza. W niektórych rozwiązaniach wykorzystuje się efekt samuszczelnienia, polegający na zwiększaniu się powierzchni kontaktu elementów połączenia lub wzroście nacisku na tej powierzchni ze wzrostem ciśnienia czynnika. Istnieje wiele typów połączeń z wysokociśnieniowymi uszczelkami metalowymi. Jednym z możliwych rozwiązań jest połączenie z uszczelką typu „2-delta”, szczególnie przydatne do uszczelniania otworów o niewielkiej średnicy, przeznaczonych do mocowania dodatkowego osprzętu.

Ze względu na to, że połączenia te nie są znormalizowane i nie istnieją przepisy odnośnie ich obliczania, każdy indywidualny przypadek konstrukcyjnego zastosowania wymaga przeprowadzenia szeregu złożonych i czasochłonnych obliczeń wytrzymałości i szczelności. Ważne jest również określenie warunków montażu i dozoru technicz-

nego. Ponadto istotny jest dobór odpowiednich materiałów na poszczególne elementy złącza i opracowanie technologii ich wykonania.

2. ROZWIĄZANIE KONSTRUKCYJNE I ZASADA DZIAŁANIA POŁĄCZENIA

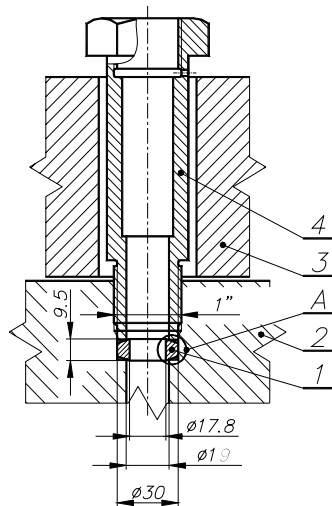
W zastosowaniach technicznych uszczelki typu „2-delta” są wykorzystywane do montowania przyłączy o niewielkich średnicach. Mogą to być korpusy manometrów, króćce wlotów gazu, dozowniki katalizatora oraz osłony termopar lub elektrod reaktora. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne połączenia przedstawia rysunek 1. Jest ono stosowane w wysokociśnieniowej instalacji chemicznej (Raport TPP-5, 2000) pracującej pod ciśnieniem roboczym 200 MPa i służy do zamocowania osłony elektrody.

Metalowa uszczelka 1 jest założona z luzem do gniazda w korpusie 2 i dociśnięta złączem 4. Za pomocą połączenia gwintowego między złączem i korpusem uzyskuje się wstępny nacisk między roboczymi powierzchniami uszczelki a gniazdem i złączem.

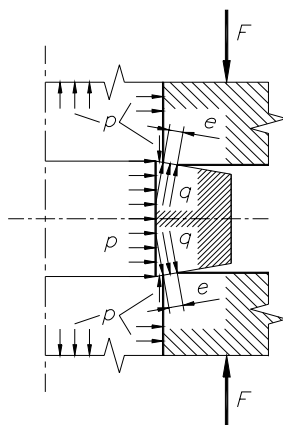
Zasada działania metalowej uszczelki typu „2-delta” wymaga, aby granica plastyczności jej materiału była znacznie wyższa od granicy plastyczności materiału gniazda. Uszczelki wykonuje się najczęściej ze stali stopowej specjalnej do ulepszania cieplnego (np. 36CrNiMo4), o granicy plastyczności 800 MPa i wytrzymałości doraźnej 1100 ÷ 1300 MPa, hartowanej do ok. 55 HRC. Materiał na elementy współpracujące z uszczelką (gniazda) to przeważnie stale stopowe specjalne (np. 32CrMo12), o granicy plastyczności 630 MPa, wytrzymałości doraźnej 850 MPa i wydłużeniu $A = 13\%$.

W czasie montażu oba segmenty gniazda, pomiędzy którymi znajduje się uszczelka, są dociśnięte siłą montażową F o dużej wartości (rysunek 2). W jej wyniku gniazda, posiadające ostrą, niestępną krawędź, zostają wstępnie odkształcone na powierzchni o szerokości e i powstaje tam wstępny nacisk q . Zapewnia on szczelność połączenia jesz-

cze przed wprowadzeniem do instalacji ciśnienia p . Ciśnienie działające wewnątrz instalacji na powierzchni uszczelnianego elementu powoduje znaczny spadek siły F i nacisku montażowego q . Nacisk ten ulega równocześnie pewnemu zwiększeniu wskutek parcia na wewnętrzną cylindryczną powierzchnię uszczelki. Dodatkowo doszczelnienie połączenia spowodowane ciśnieniem jest możliwe, gdyż grubościenność gniazd jest znacznie większa w porównaniu z uszczelką. Ze względu na charakter pracy rozpatrywana uszczelka może mieć zastosowanie dla wysokich ciśnień rzędu kilkuset MPa.



Rys. 1. Rozwiązanie konstrukcyjne połączenia: 1 –metalowa uszczelka typu „2-delta”, 2 – korpus, 3 – obejmująca, 4 – złącze



Rys. 2. Rozkład nacisków w połączeniu z uszczelką typu „2-delta” (szczegóły A na rysunku 1)

Połączenie z uszczelką typu „2-delta” jest zasadniczo połączeniem rozłącznym. Hartowana uszczelka o wysokiej twardości może być użyta ponownie. Jednakże w wyniku dużej różnicy własności materiałów elementów złącza krawędzie gniazd ulegają odkształceniom plastycznym i wymagają regeneracji przed ponownym montażem instalacji. Zaletą połączenia jest nieskomplikowany kształt uszczelki i stosunkowo niska dokładność wszystkich jej wymiarów. Szczegółnej uwagi wymagają jedynie stożkowe

powierzchnie robocze, które w wyniku szlifowania powinny mieć zapewnioną wysoką gładkość ok. $R_a=0.16 \mu\text{m}$.

3. PARAMETRY MONTAŻU POŁĄCZENIA

Mimo, że wysokociśnieniowe połączenia z metalową uszczelką typu „2-delta” są stosowane w technice dość często, zarówno normy jak też przepisy UDT oraz dostępne opracowania literaturowe nie podają metody ich obliczania. Zasadniczym problemem jest właściwy dobór montażowej siły docisku F w celu zapewnienia w połączeniu wymaganej szczelności. Wielkość siły montażowej musi uwzględniać własności materiałowe części złącza, jego wymiary i ciśnienie robocze w uszczelnianej przestrzeni. Efektem siły montażowej powinien być określony nacisk w strefie plastycznego kontaktu o szerokości odpowiedniej dla każdego przypadku. Ustalenie właściwych warunków montażowych połączenia napotyka jednak na trudności ze względu na procesy plastyczne, zachodzące w jego elementach i brak prostej funkcyjnej zależności szerokości strefy kontaktu i nacisków w tej strefie od siły montażowej.

W projektowaniu i eksploatacji tego typu uszczelnienia stosuje się dotychczas praktyczne podejście (Raport TPP-5, 2000), nawiązujące pośrednio do przepisów UDT. Na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych ustala się dla każdego konkretnego przypadku określoną wartość czynnej szerokości U_{cz} kontaktu uszczelki z gniazdem. Przez czynną szerokość uszczelki rozumie się tutaj ten wymiar, gdzie nacisk na powierzchni kontaktu złącza przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda.

Przyjęcie wartości naprężenia σ_r zgodnie z metodą podaną przez UDT dla metalowych uszczelki płaskich nie prowadzi jednak do celu z uwagi na bardzo małą szerokość strefy kontaktu uszczelki typu „2-delta” z gniazdem i duże ciśnienie obliczeniowe. Naprężenie to jest bowiem funkcją ciśnienia obliczeniowego p_o i gdy osiąga ono wartość kilkuset MPa naprężenie σ_r kilkakrotnie przekracza granicę plastyczności materiału gniazda. Wobec powyższego praktyczną wartość naprężenia σ_r do obliczenia siły montażowej przyjmuje się równą granicy plastyczności materiału gniazda, niższej o ok. 200 MPa od granicy plastyczności materiału uszczelki.

W analizowanym rozwiązaniu konstrukcyjnym złącza z rys. 1 wymagana czynna szerokość strefy kontaktu została oszacowana na $U_{cz}=1.5\text{mm}$. Siła montażowa obliczona na podstawie praktycznego podejścia wynosi $F_{pr}=183935\text{N}$. Została ona wyznaczona dla ciśnienia obliczeniowego $p_o=280\text{MPa}$, granicy plastyczności materiału gniazda $R_{eg}=630\text{MPa}$ i uwzględnia składnik związany z odcieżnieniem uszczelki w wyniku działania ciśnienia. Siła montażowa obliczona wprost w oparciu o przepisy UDT wynosiłaby $F_{UDT}=500\ 408\text{N}$ przy naprężeniu $\sigma_r\ UDT=3360\text{MPa}$, które ponad pięciokrotnie przekracza granicę plastyczności materiału gniazda.

4. ANALIZA MES

Do numerycznego rozwiązania zagadnienia wykorzystano metodę elementów skończonych (Zienkiewicz, 1972; Bathe, 1982; Hughes, 1987) posługując się programem

ANSYS® (Ansys, 2003). Z uwagi na charakter pracy elementów połączenia (zacisk wstępny o dużej wartości i zróżnicowane własności materiałowe) w okolicach stref kontaktu uszczelki i gniazd należy oczekiwać odkształceń sprężysto-plastycznych. Jest zatem konieczne uwzględnienie fizycznej nieliniowości materiałów. Własności materiałowe stali, z których wykonano uszczelkę oraz gniazda zostały przyjęte w oparciu o Leksykon Materiałoznawstwa (2002) i podano je w tabeli 1.

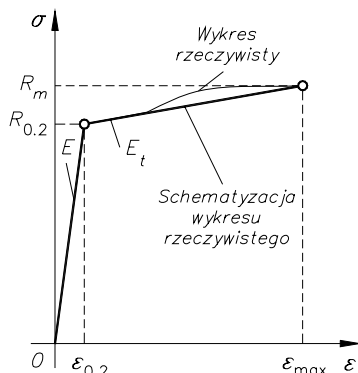
Tab. 1. Własności wytrzymałościowe materiałów uszczelki i gniazd

Część	Stal	E [MPa]	$R_{0.2}$ [MPa]	R_m [MPa]	ϵ_{max} [%]
Uszczelka	36CrNiMo4	2.1×10^5	800	1100	11
Gniazdo	32CrMo12	2.1×10^5	630	850	13

Do obliczeń numerycznych wprowadzono aproksymację zależności $\sigma = f(\epsilon)$ z liniowym wzmocnieniem plastycznym zgodnie z równaniami

$$\begin{aligned} \sigma &= E\epsilon, & \epsilon &\leq \epsilon_{0.2}, \\ \sigma &= E_t\epsilon + R_{0.2} - E_t\epsilon_{0.2}, & \epsilon_{0.2} &\leq \epsilon \leq \epsilon_{max}, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie: $E_t = (R_m - R_{0.2}) / (\epsilon_{max} - \epsilon_{0.2})$. Schematyzację wykresów rozciągania (w skali skażonej) przedstawia rysunek 3.



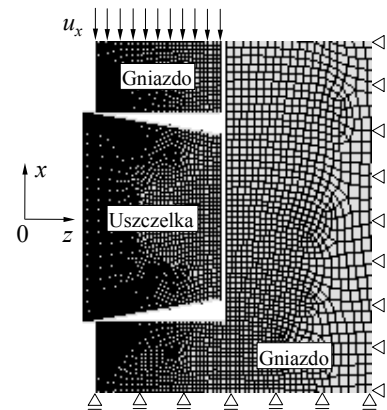
Rys. 3. Schematyzacja wykresów rozciągania dla materiałów uszczelki i gniazd

Zacisk wstępny o dużej wartości, konieczny do zapewnienia szczelności połączenia, prowadzi do powstania w miejscu współpracy strefy koncentracji naprężeń i dużych odkształceń. Problem należy więc traktować jako zadanie kontaktowe (Wriggers, 2002). Pomiedzy stykające się części połączenia wprowadzono elementy kontaktowe typu TARGET169 i CONTAC172 przystosowane do zadań płaskich i osiowo-symetrycznych. Na powierzchni współpracy złącza (pomiedzy uszczelką i gniazdami) przyjęto współczynnik tarcia μ .

Warunki brzegowe wprowadzone dla obu segmentów gniazda ilustruje rysunek 4. Aby zapewnić większą stabilność rozwiązania w przypadku obciążenia tylko siłą montażową F , zamiast przykładać obciążenie do górnej powierzchni gniazda, zastosowano wymuszenie kinematyczne. Wszystkim węzłom górnej powierzchni gniazda narzucono określone przemieszczenia u_x w kierunku przeciwnym do osi x . Obciążenie było doliczane po zakończeniu procesu obliczeń stosując funkcję FSUM do węzłów o zadanych

przemieszczeniach. Procedurę powtarzano odpowiednią liczbę razy aż do uzyskania zadanej siły montażowej F z zadowalającą dokładnością.

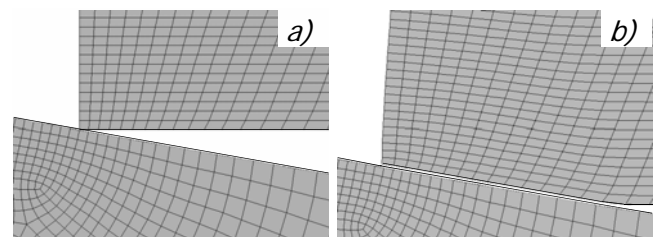
Otrzymane tak rozwiązanie zostało następnie wykorzystane w dalszych obliczeniach uwzględniających działanie w połączeniu ciśnienia p . Odczytano siły w węzłach górnej powierzchni gniazda, w których uprzednio były zadane przemieszczenia. Siły te, jako warunki brzegowe siłowe zostały użyte zamiast wymuszenia kinematycznego. Dzięki temu ujednotlicono rodzaj warunków brzegowych, związanych zarówno z montażem jak i z działaniem ciśnienia. Pozwoliło to na prawidłowe dwuetapowe rozwiązanie zagadnienia w ramach jednego zadania numerycznego (pliku wsadowego).



Rys. 4. Podział modelu złącza na obszary, siatka elementów skończonych oraz ilustracja wprowadzonych warunków brzegowych

Pierwszy etap obejmował rozwiązanie odpowiadające obciążeniu tylko siłą montażową F , ale z warunkami brzegowymi siłowymi na górnej powierzchni gniazda. W drugim etapie rozwiązano przypadek uszczelki i gniazd obciążonych dodatkowo ciśnieniem p w postaci nacisków powierzchniowych nałożonych na stosowne linie wewnętrzne modelu konstrukcji. Należy zaznaczyć, że ze względu na nieliniowość materiałowe istotną rolę w obliczeniach MES odgrywa kolejność przykładania obciążeń. Proponowana metoda pokrywa się w pełni z praktyką montażu i eksploatacji połączeń z uszczelką typu „2-delta”.

Przykładowa siatka elementów skończonych w otoczeniu strefy kontaktu jest przedstawiona na rysunku 5. Gęstość siatki dobierano tak, aby przy podwójnym jej zagęszczeniu naprężenia zastępcze (wg HMM) obliczane dla obu siatek na granicy kontaktu uszczelki i gniazda od strony zewnętrznej różniły się o mniej niż 5 % (Stein, 2003).

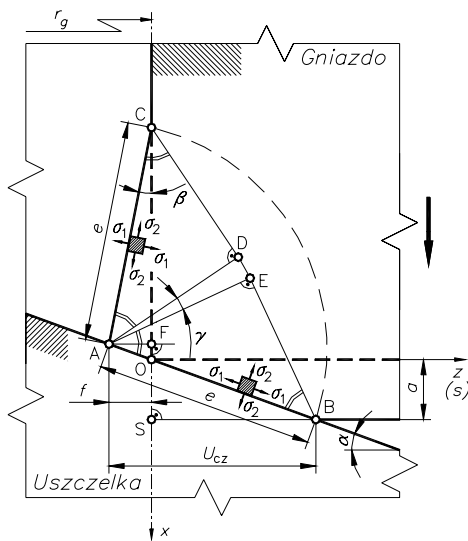


Rys. 5. Przykładowa siatka elementów skończonych w otoczeniu strefy kontaktu: a) – wyjściowa, b) – po obciążeniu

W przypadku obliczeń MES należało ustalić faktyczną wartość współczynnika tarcia μ na powierzchni styku. W tym celu wykonano badania doświadczalne na uszczelce i gniazdach o geometrii i materiałach zbliżonych do analizowanego połączenia (Krasiński i Trojnecki, 2009). Pod obciążeniem siłą montażową zmierzono za pomocą czujników tensometrycznych odkształcenia obwodowe i osiowe na wewnętrznej cylindrycznej powierzchni uszczelki. Po odciążeniu uszczelki zmierzono szerokość U strefy odkształceń trwałych w płaszczyźnie prostopadłej do osi. Porównanie wyników badań z przeprowadzonymi odpowiednimi obliczeniami MES pozwoliło oszacować rzeczywistą wartość współczynnika tarcia na $\mu=0.4$, którą przyjęto w dalszej numerycznej analizie strefy kontaktu.

5. PRZYBLIŻONE ANALITYCZNE ROZWIĄZANIE STREFY KONTAKTU

Zastosowanie siły montażowej o dużej wartości w powiązaniu z wyraźną różnicą granic plastyczności materiałów uszczelki i gniazda powoduje trwałe odkształcenia gniazda. Pojawia się strefa kontaktu, na której występują naciski q o znacznej wartości mające zapewnić szczelność. W opisie strefy kontaktu należy więc uwzględnić plastyczne odkształcenia gniazda.



Rys. 6. Przeszczepianie się materiału i geometria odkształconego plastycznie gniazda przy ściskaniu ze sztywnej uszczelką – fragment powierzchni współpracy

Po założeniu, że uszczelka jest wykonana z idealnie sztywnego materiału a gniazdo z materiału o schemacie sztywno-plastycznym bez wzmocnienia, oraz że na powierzchni kontaktu nie występuje tarcie, zagadnienie można rozwiązać w oparciu o znany w literaturze (Hill i inni, 1947; Prager i Hodge, 1951; Szczepiński, 1964) problem ściskania plastycznego klina płaskim sztywnym stemplem. Przyjęcie powyższych założeń oraz płaskiego stanu odkształcenia pozwala na otrzymanie rozwiązania analitycznego z wykorzystaniem teorii linii poślizgu i metody charakterystyk (Prandtl, 1920; Hill, 1949). Przeszczepianie się materiału i geometrię odkształconego plastycznie gniazda przy ściskaniu ze sztywnej uszczelką przedstawia rysunek 6.

Naprężenia główne w obszarze AEB na linii styku AB uszczelki z gniazdem można wyznaczyć metodą Lévy'ego

$$\sigma_1 = -2k\gamma, \quad \sigma_2 = -2k(1+\gamma), \quad (2)$$

gdzie: $k=R_{eg}/2$, R_{eg} – granica plastyczności materiału gniazda, γ – kąt, jaki tworzą ze sobą linie poślizgu w trójkątach AEB i ADC. Ponieważ do krawędzi AB jest prostopadłe naprężenie σ_2 , nacisk q na powierzchni styku, od którego rozpoczyna się proces odkształcania, jest równy naprężeniu σ_2 ze znakiem przeciwnym

$$q = R_{eg}(1+\gamma). \quad (3)$$

W rozpatrywanym zagadnieniu występuje geometryczne podobieństwo odkształconego obszaru w różnych etapach zaawansowania procesu. Stopień zaawansowania uplastycznienia jest określony wielkością odcinka a , o który przesuwa się gniazdo. Obraz odkształcenia pozostaje niezmienny, a zmiany ulegają jedynie wymiary proporcjonalnie do głębokości uplastycznienia a (rysunek 6). Z praktycznego punktu widzenia najbardziej interesujący jest wymiar e , czyli szerokość strefy kontaktu. Równanie określające szerokość strefy kontaktu otrzymuje się z warunku, aby punkt C leżał na nieodkształconej powierzchni gniazda

$$e = \frac{\text{ctg } \alpha}{\cos \alpha - \sin(\alpha - \gamma)} a. \quad (4)$$

Równanie (4) podaje wymiar e w funkcji przemieszczenia a gniazda, kąta α pochylenia powierzchni roboczej uszczelki oraz nieznanego na razie kąta γ . W celu jego określenia należy wykorzystać warunek nieściśliwości materiału, z którego wynika, że pola trójkątów OSB i AOC muszą być sobie równe. Ostatecznie otrzymuje się równanie, wiążące kąty γ i α ,

$$2 \sin(\alpha - \gamma)[\cos(\alpha - \gamma) + 2 \sin \alpha] - \sin 2\alpha = 0, \quad (5)$$

które wymaga postępowania numerycznego. Wysokość f na jaką został wypchnięty uplastyczniony materiał na zewnątrz bocznej powierzchni gniazda wyraża się w zależności od przemieszczenia gniazda a i kątów α oraz γ wzorem

$$f = \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\text{tg } \alpha [\cos \alpha - \sin(\alpha - \gamma)]} a. \quad (6)$$

Dla znanej granicy plastyczności R_{eg} materiału gniazda, określonej geometrii uszczelki (kąt α) i gniazda (promień r_g) oraz zmierzonego przemieszczenia a gniazda można w oparciu o otrzymane wyniki wyliczyć szerokość e uplastycznionej strefy kontaktu gniazda z nieodkształcalną uszczelką oraz panujące tam naprężenie q , a następnie określić siłę wstępnego docisku F . Pomiar przemieszczenia a gniazda jest jednak kłopotliwy w zastosowaniach technicznych tym bardziej, że przyjmuje ono niewielką wartość. Najbardziej wygodna byłaby znajomość siły F , którą należy wywołać w montowanym połączeniu aby zapewnić jego szczelność na szerokości e .

Przedstawione rozwiązanie ma praktyczne znaczenie w przypadku, gdy na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych można dla panującego w instalacji ciśnienia oszacować wymaganą szerokość e (lub U_{cz} – rysunek 6) strefy

kontaktu. Do wykorzystania jest wówczas równanie (3) na wielkość nacisku q na powierzchni styku uszczelki z gniazdem, przy czym kąt γ jest określony zależnością (5). Dla zadanego e siła montażowa powinna być równa

$$F_{an} = \pi D_u \left[eq \cos^2 \alpha + \frac{1}{4} D_u p_o \right], \quad (7)$$

gdzie: $D_u = 2r_g + e \cos \alpha - 2f$ i została uwzględniona korekta w związku z odciążeniem połączenia ciśnieniem p_o . Przemieszczenie a gniazda oraz wymiar f wylicza się odpowiednio z równań (4) i (6).

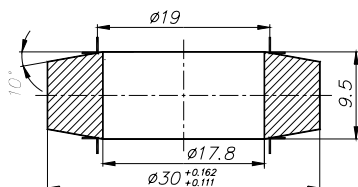
Należy zwrócić uwagę, że stosowane w praktyce uszczelki typu „2-delta” charakteryzują się małymi kątami α co powoduje, że kąt γ przyjmuje również niewielką wartość. W przykładowej uszczelce z rys. 1 kąt $\alpha = 0.1745$ rad co daje $\gamma = 0.0465$ rad. Wobec powyższego nacisk q liczony wzorem (3) tylko nieznacznie przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda.

Ocena poprawności dokonanych założeń upraszczających i ich wpływ na dokładność rozwiązania zostaną omówione oddzielnie.

6. WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

Szczegółową numeryczną analizę wykonano dla uszczelki z rys. 1. Uszczelka współpracowała z gniazdami, dla których $r_g = 9.5$ mm i była umieszczona w korpusie 2. Średnica zewnętrzna uszczelki i otwór w korpusie były wykonane z tolerancjami. Tolerancje uszczelki zostały pokazane na rysunku 7, a otwór miał wymiar $\Phi 30^{+0.288}_{+0.238}$. Na zewnętrznej powierzchni uszczelki pojawił się luz o wartościach granicznych $L_{min} = 0.076$ mm i $L_{max} = 0.177$ mm. Największa wartość przemieszczenia promieniowego uszczelki na tej powierzchni występuje pod obciążeniem ciśnieniem $p_o = 280$ MPa i wynosi $w_{max} = 0.033$ mm, wobec czego obliczenia MES zarówno dla warunków montażowych jak i dla ciśnienia wykonano dla swobodnej powierzchni zewnętrznej.

Obliczenia numeryczne MES wykonano w pierwszej kolejności dla obciążenia montażowego $F_{pr} = 183935$ N, stosowanego praktycznie w rozważanym połączeniu. Dla ciśnienia $p = 0$ nacisk q na powierzchni roboczej uszczelki w funkcji współrzędnej s jest przedstawiony na rys. 8 linią cienką przerywaną, przy czym oś s pokrywa się z osią z (rysunek 6) lecz jej początek jest umiejscowiony w przecięciu z osią symetrii uszczelki.

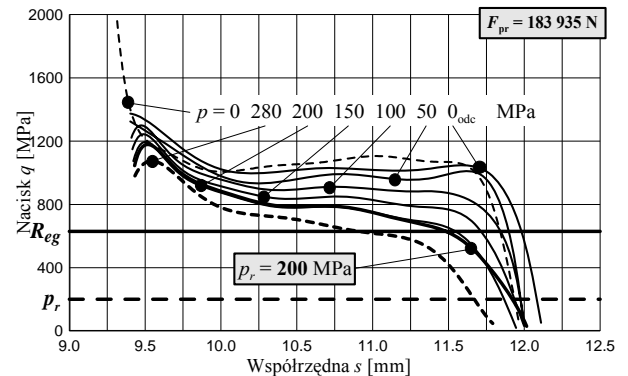


Rys. 7. Wymiary uszczelki

Nacisk rozkłada się zgodnie z przewidywaniem, wykazując nieliniowy spadek na szerokości strefy kontaktu od maksymalnej wartości na jej początku. Pod działaniem wyłącznie siły montażowej F_{pr} nacisk o największej wartości $q = 1968$ MPa występuje w punkcie $s = 9.3152$ mm,

zmniejszając się do $q = 630$ MPa w punkcie $s = 11.8300$ mm. Granica plastyczności R_{eg} materiału gniazda jest przekroczona na szerokości strefy kontaktu $U_{cz} = 2.5148$ mm. Nacisk spada do zera w punkcie $s = 11.9789$ mm.

Zastosowanie ciśnienia obliczeniowego $p_o = 280$ MPa powoduje spadek siły montażowej do $F_{pr} = 102648$ N. Zostaje również odciążona powierzchnia kontaktu (rys. 8 – linia gruba przerywana), gdyż maksymalny nacisk zmniejszył się do $q_{max} = 1166$ MPa a miejsce jego występowania przesunęło się nieco do punktu $s = 9.5007$ mm. Czynna szerokość strefy kontaktu wynosi obecnie $U_{cz} = 1.5765$ mm. Całkowity zanik nacisku występuje w punkcie $s = 11.7890$ mm.



Rys. 8. Rozkład nacisku q na powierzchni kontaktu uszczelki z gniazdem dla obciążenia montażowego $F_{pr} = 183935$ N i różnych wartości ciśnienia p

W nawiązaniu do realnych warunków odbioru i rozruchu instalacji dalsze obliczenia przeprowadzono dla ciśnienia p malejącego stopniowo do zera (rysunek 8 – linie cienkie). Obniżanie ciśnienia wywołuje wzrost szerokości strefy kontaktu U , co przedstawia rysunek 8. Okazuje się, że rozkład nacisku q po całkowitym odciążeniu połączenia ($p = 0_{odc}$) jest nieco inny niż dla wstępnego obciążenia tylko siłą montażową $F_{pr}(p = 0)$, co wynika z pojawienia się odkształceń plastycznych na powierzchni kontaktu połączenia. Mimo niezmięnionej praktycznie siły montażowej maksymalny nacisk zmniejszył się po odciążeniu do $q_{ma} = 1432$ MPa, natomiast szerokość strefy kontaktu jest nieco większa niż dla $p = 0$.

Kolejne obliczenia wykonano po ponownym obciążeniu połączenia do ciśnienia roboczego $p_r = 200$ MPa a wyniki przedstawia rysunek 8 – linia gruba. Siła montażowa w połączeniu wynosi obecnie $F_{pr} = 125528$ N. Rozkład nacisku jest zbliżony jak dla $p = 200$ MPa, przy czym nacisk maksymalny jest równy $q_{max} = 1222$ MPa i przesunął się do punktu $s = 9.4989$ mm. Czynna szerokość uszczelki $U_{cz} = 1.9951$ mm i jest nieznacznie mniejsza (o 4%) w porównaniu z wartością otrzymaną dla ciśnienia $p = 200$ MPa przy odciążeniu. Nacisk spada do zera w punkcie $s = 12.0287$ mm.

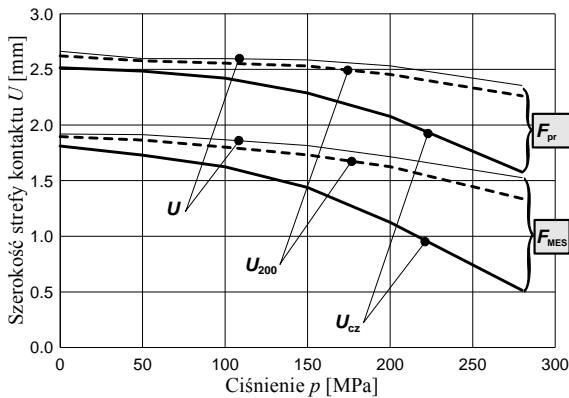
Drugą serię analogicznych obliczeń MES wykonano dla siły montażowej $F_{MES} = 128524$ N. Została ona tak dobrana, aby jej zastosowanie spowodowało wystąpienie dla ciśnienia $p_o = 280$ MPa strefy rzeczywistego plastycznego kontaktu o zalecanej dla tego połączenia szerokości 1.5 mm. Szczegółowe wartości podstawowych parametrów szczelności zestawiono w tabeli 2. Porównane zostały trzy najbardziej istotne przypadki: obciążenie tylko siłą montażową F , ob-

ciężenie dodatkowo ciśnieniem obliczeniowym p_o i ponowne obciążenie ciśnieniem roboczym p_r . Podano wartości maksymalnego nacisku q_{max} w złączu, rzeczywistej szerokości strefy kontaktu U , czynnej szerokości U_{cz} , oraz dodatkowo U_{200} , na której nacisk jest większy od ciśnienia roboczego p_r .

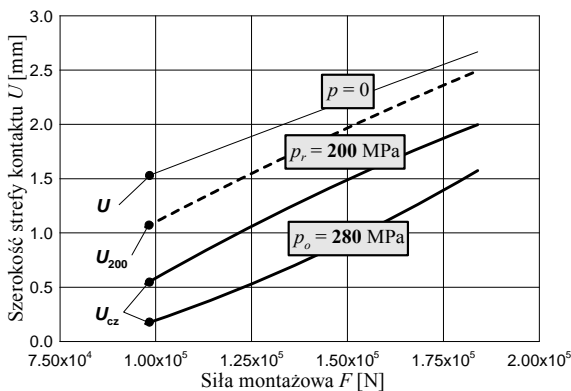
Tab. 2. Porównanie obliczeń MES dla sił montażowych F_{pr} i F_{MES}

Siła montażowa [N]	p [MPa]	Siła w złączu F [N]	q_{max} [MPa]	U [mm]	U_{200} [mm]	U_{cz} [mm]
183 935 (F_{pr})	0	183 935	1 968	2.6637	2.6224	2.5148
	280	102 648	1 166	2.3561	2.2625	1.5765
	200_{rob}	125 528	1 222	2.5973	2.4962	1.9951
128 524 (F_{MES})	0	128 524	1 888	1.9203	1.8964	1.8117
	280	48 298	1 024	1.5000	1.3365	0.5942
	200_{rob}	71 057	1 144	1.7158	1.6170	1.1163

Siła F_{MES} jest o 30% niższa od siły montażowej stosowanej praktycznie dla analizowanego połączenia. Na podstawie wyników obliczeń przedstawionych w tabeli 2, można stwierdzić, że mimo znacznego obniżenia siły montażowej maksymalny nacisk w złączu zmniejszył się niewiele. Bardziej istotne różnice występują w wartościach geometrycznych parametrów szczelnosci.



Rys. 9. Zależność szerokości strefy kontaktu od ciśnienia



Rys. 10. Zależność szerokości strefy kontaktu od siły montażowej

Wpływ ciśnienia na szerokość strefy kontaktu dla obydwu sił montażowych przedstawia rysunek 9. Wzrost ciśnienia powoduje nieliniowy spadek wartości wszystkich wprowadzonych geometrycznych parametrów szczelnosci, przy czym wpływ ciśnienia na wartość U_{cz} jest największy.

Interesująca okazuje się zależność różnie rozumianej szerokości strefy kontaktu od siły montażowej. Z przebiegów, przedstawionych na rys. 10 wynika, że niezależnie od definicji szerokość strefy kontaktu jest w przybliżeniu liniową funkcją siły montażowej.

Odształcenia plastyczne gniazda, pojawiające się podczas montażu, wpływają w znaczący sposób jedynie na rozkład nacisków q na powierzchni kontaktu dla połączenia nieobciążonego ciśnieniem. Mimo niezmiętej siły występującej w złączu maksymalny nacisk w przypadku F_{pr} jak i F_{MES} zmniejszył się po odciążeniu ciśnieniem odpowiednio o 27% i 22% a miejsce jego występowania przesunęło się z początku strefy kontaktu. Po ponownym obciążeniu połączenia do ciśnienia roboczego p_r rozkłady nacisków praktycznie pokrywają się z otrzymanymi dla ciśnienia $p=200$ MPa w cyklu odciążania.

7. PORÓWNANIE OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH Z ROZWIĄZANIEM ANALITYCZNYM

Siła montażowa obliczona wzorem (7), otrzymanym w wyniku analitycznego rozwiązania strefy kontaktu uszczelki z gniazdem z uwzględnieniem odształceń plastycznych, jest równa $F_{an}=150475$ N. Porównanie wyników obliczeń MES dla tej siły z wynikami rozwiązania analitycznego jest przedstawione w tabeli 3.

Duże różnice wartości a i f , otrzymanych obiema metodami, są do wytłumaczenia inną schematyzacją krzywej rozciągania materiału gniazda w obu podejściach. W podejściu analitycznym wielkości: a , f oraz e są ponadto funkcjami jedynie geometrii połączenia i obciążenia zarówno montażowe jak i robocze nie mają wpływu na ich wartości. Inaczej jest w obliczeniach numerycznych, gdzie ciśnienie p powoduje ich zmniejszenie. Różnice wyników otrzymanych MES i metodą analityczną są również spowodowane przyjęciem w obliczeniach analitycznych współczynnika tarcia $\mu = 0$, co jest związane z założeniami w tym uproszczonym podejściu.

Tab. 3. Porównanie wyników obliczeń MES z analitycznym opisem kontaktu uszczelki z gniazdem

Obl.	p [MPa]	Siła w złączu F [N]	q_{max} [MPa]	U [mm]	U_{cz} [mm]	a [mm]	f [mm]
MES	0	150 475	1 935	2.2450	2.1058	0.7655	0.1649
	280	69 939	1 113	1.9199	0.9263	0.7174	0.0909
	200_{rob}	92 742	1 206	2.0667	1.5043	0.7295	0.0941
An.	–	150 475	659	1.5000	1.5000	0.2302	0.1945

W warunkach pracy siła w złączu obliczona numerycznie spada do $F=92742$ N a maksymalny nacisk na powierzchni styku wynosi $q=1206$ MPa. Nacisk liczony wzo-

rem (3) jest niewiele większy od granicy plastyczności materiału gniazda i wynosi $q_{an}=659$ MPa.

O szczelności połączenia decyduje czynna szerokość U_{cz} strefy kontaktu, na której nacisk przekracza granicę plastyczności R_{eg} materiału gniazda. Dla obciążenia ciśnieniem roboczym obliczenia MES dają $U_{cz}=1.5043$ mm, czyli wartość zbliżoną do założonej w uproszczonych obliczeniach analitycznych.

8. UWAGI KOŃCOWE

Analizowane połączenie z metalową uszczelką typu „2-delta” jest w praktyce montowane z zastosowaniem siły $F_{pr}=183935$ N. Została ona określona w oparciu o arbitralnie przyjętą szerokość strefy kontaktu $U_{cz}=1.5$ mm dla ciśnienia obliczeniowego $p_o=280$ MPa. Obliczenia numeryczne wykonane dla F_{pr} wskazują, że dla p_o wymiar $U_{cz}=1.5765$ mm jest nieco większy od wymaganego. W warunkach pracy dla $p_r=200$ MPa wymiary strefy kontaktu wynoszą odpowiednio $U=2.5973$ mm i $U_{cz}=1.9951$ mm.

Postawiony praktycznie warunek szczelności spełnia połączenie, w którym wprowadzono siłę montażową $F_{MES}=128524$ N. Jest ona znacznie mniejsza od siły F_{pr} . W złączu obciążonym ponownie ciśnieniem roboczym p_r maksymalny nacisk zmniejszył się tylko o 6% a szerokości strefy kontaktu wynoszą $U=1.7158$ mm (spadek o 34%) i $U_{cz}=1.1163$ mm (spadek o 44%).

Maksymalny nacisk na powierzchni kontaktu uszczelki z gniazdem występuje od strony działania ciśnienia i ponadto prawie dwukrotnie przekracza granicę plastyczności materiału gniazda. Utrudnia to penetrację czynnika i w konsekwencji utratę szczelności. Jeżeli przyjąć, że szczelność w połączeniu zapewnia strefa kontaktu gdzie nacisk jest większy od ciśnienia roboczego 200 MPa, to warunek ten jest spełniony na szerokości $U_{200}=1.6170$ mm nieco większej od uznanej za praktycznie uzasadnioną.

W oparciu o otrzymane wyniki obliczeń numerycznych można stwierdzić, że stosowane praktycznie siły montażowe są zawyżone w stosunku do kryterium szczelności, opartego o wymaganą szerokość strefy kontaktu.

W przypadku projektowania instalacji wysokociśnieniowej z licznymi uszczelkami typu „2-delta” nie zawsze jest możliwe szybkie wykonanie pełnej numerycznej analizy szczelności wszystkich połączeń. Do wstępnych obliczeń może być wykorzystana zaproponowana metoda analityczna. Otrzymana na jej podstawie siła montażowa $F_{an}=150475$ N jest o 18% mniejsza od siły F_{pr} a maksymalny nacisk $q_{max}=1206$ MPa dla ciśnienia roboczego tylko nieznacznie mniejszy jak w przypadku dotychczas stosowanego obciążenia. Drugi podstawowy parametr szczelności, jakim jest szerokość strefy kontaktu, również spełnia postawione kryterium.

Opracowanie na podstawie przedstawionego analitycznego rozwiązania, procedury przydatnej w inżynierskich obliczeniach wysokociśnieniowych połączeń z metalową uszczelką typu „2-delta”, wymaga przeprowadzenia dalszych badań. W szczególności niezbędna jest eksperymentalna weryfikacja szczelności połączeń, w których wprowadzono siłę montażową mniejszą od stosowanej dotychczas. Potwierdzenie możliwości obniżenia sił montażowych

miałoby znaczące skutki ekonomiczne, związane z niższymi kosztami regeneracji gniazd przed ponownym montażem połączenia.

LITERATURA

1. **Bathe K. J.** (1982), *Finite element procedures in engineering analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
2. **Deininger J., Strohmeier K.** (2000), Metalldichtungen für hohe Drücke, *Dichtungstechnik*, Heft 1, 31-35.
3. **Freeman A. R.** (1960), Gaskets for high-pressure vessels, Pressure Vessel and Piping Design, *Collected Papers, 1927 – 1959*, ASME, 165-168.
4. **Hill R.** (1949), The plastic yielding of notched bars under tension, *Q. J. Mech. Appl. Math.*, Vol. 2.
5. **Hill R., Lee E. H., Tupper S. J.** (1947), The theory of wedge indentation of ductile materials, *Proc. Roy. Soc., London (A)* 188, 273-289.
6. **Hughes T. J. R.** (1987), *The finite element method. Linear static and dynamic finite element analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
7. **Kraśniński M., Trojnecki A.** (2009), Model obliczeniowy metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu „2-delta”, *Czasopismo Techniczne* (w druku).
8. **Prager W., Hodge P. G. Jr.** (1951), *Theory of perfectly plastic solids*, J. Wiley & Sons, Inc., N. York.
9. **Prandtl L.** (1920), *Über die Härte plastischer Körper*, Göttinger Nachrichten mat. - phys.
10. **Ryś J., Szybiński B., Trojnecki A.** (2006), Model obliczeniowy metalowej wysokociśnieniowej uszczelki typu „B”, *Czasopismo Techniczne*, z. 11-M/2006, 63-87.
11. **Ryś J., Zieliński A.** (1977), Uszczelnianie zbiorników wysokociśnieniowych za pomocą tulei dwustożkowej, *Przegląd Mechaniczny*, z. 7/77, 224-229.
12. **Stein E.** (2003), *Error-controlled adaptive finite elements in solid mechanics*, JOHN WILEY&SONS, LTD, West Sussex.
13. **Szczepiński W.** (1964), *Teoria obróbki plastycznej metali*, PWN, Warszawa.
14. **Wriggers P.** (2002), *Computational contact mechanics*, JOHN WILEY&SONS, LTD, West Sussex.
15. **Zienkiewicz O. C.** (1972), *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa.
16. ANSYS. Release 8.0. (2003), Analysis System Inc., Swanson.
17. *Leksykon materiałoznawstwa*. T. I, T. II. (2002), Verlag Dashöfer, Warszawa.
18. Raport TPP-5 Politechniki Krakowskiej. (2000), Wykonanie dokumentacji technicznej reaktora 41/42 V-7 z instalacji polietylenu, Kraków.

NUMERICAL ANALYSIS OF LEAK TIGHTNESS OF METAL HIGH-PRESSURE „2-DELTA” GASKET

Abstract: The paper deals with the numerical analysis of leak tightness of the closure with metal high-pressure “2-delta” gasket. The compression at the contact surface between the hardened gasket and deformed edge of the seat and the width of this surface are adopted as the criteria of leak tightness. Certain practical procedures applied in projects and operation of high-pressure closures with “2-delta” gaskets are verified. The FEM results are compared with the results of the analytical approach based on the simplified computational model of the contact, which can be used in engineering calculations of the gaskets.

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu badawczego Nr 5 T07C 027 24, finansowanego ze środków Komitetu Badań Naukowych.