

ZMĘCZENIOWE PĘKANIE SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

Hieronim JAKUBCZAK¹, Jerzy ROJEK²

¹ Politechnika Warszawska, Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: 0-22-849-9738, e-mail: hja@simr.pw.edu.pl

² Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN
ul. Świętokrzyska 21, 00-049 Warszawa, fax: 0-22-826-9815, e-mail: jrojek@ippt.gov.pl

Streszczenie

Siłowniki hydrauliczne podlegają w eksploatacji zmiennym obciążeniom cyklicznym, co jest powodem ich pękania zmęczeniowego. Ze względu na ograniczone możliwości monitorowania procesu pękania zmęczeniowego w siłownikach, muszą być one odpowiednio odporne na pękanie zmęczeniowe. W artykule przedstawiono procedurę prognozowania trwałości zmęczeniowej przy zastosowaniu metody naprężeń nominalnych, a następnie zweryfikowano uzyskane wyniki z wynikami badań laboratoryjnych dwóch rodzajów siłowników.

Słowa kluczowe: siłowniki hydrauliczne, pękanie zmęczeniowe, trwałość.

FATIGUE FRACURE OF HYDRAULIC CYLINDERS

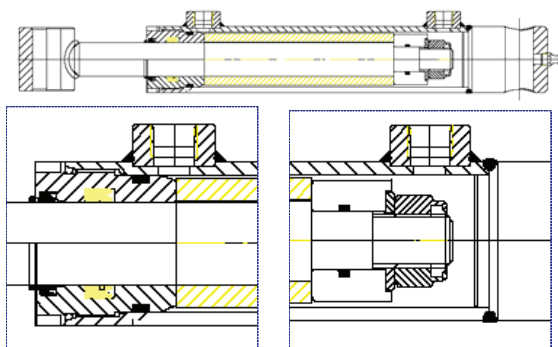
Summary

Hydraulic cylinders undergo in service variable amplitude cyclic loading and experience fatigue failure. Due to limited monitoring possibility of fatigue processes, hydraulic cylinders must be designed against fatigue failure. A procedure of fatigue life prediction based on nominal stress approach applied to hydraulic cylinders is presented in the paper. The obtained results have been compared to those obtained from fatigue tests carried out on such cylinders in laboratory.

Keywords: hydraulic cylinders, fatigue cracks, life.

1. WPROWADZENIE

Siłowniki hydrauliczne znajdują zastosowanie w różnorodnych maszynach i w eksploatacji podlegają zmiennym obciążeniom cyklicznym o charakterze losowym. Jest to powodem ich degradacji, przejawiającej się m.in. w postaci pękania zmęczeniowego, inicjującego się w miejscach koncentracji naprężeń, którymi są na ogół złącza spawane. Połączenia spawane są stosowane do łączenia przyłączy olejowych, jak również stopy siłownika z cylindrem, rys. 1.



Rys.1. Złącza spawane w siłowniku hydraulicznym

Te złącza spawane są miejscem inicjacji pęknięć zmęczeniowych obserwowanych podczas eksploatacji. Proces pękania zmęczeniowego siłowników hydraulicznych stosowanych w maszynach nie jest zwykle monitorowany, a pęknięcia są wykrywane dopiero, gdy następuje rozszczelnienie siłownika i wyciek oleju. Z tego względu, a także z uwagi na ograniczone możliwości monitorowania procesu zmęczeniowego w trakcie eksploatacji siłowników hydraulicznych, dużą wagę przykładą się do właściwego procesu ich projektowania, zwłaszcza w zakresie odporności na pękanie zmęczeniowe.

2. OBCIĄŻENIA SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

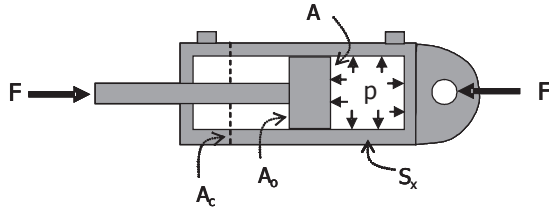
Obciażenia, jakim siłowniki hydrauliczne podlegają w eksploatacji przedstawiono schematycznie na Rys. 2 i 3. W pierwszym przypadku siłownik przenosi obciążenia ściskające F , a ciśnienie p obciąża stronę beztłoczkową cylindra.

Przy tym obciążeniu wstępują dwa skrajne przypadki, związane z położeniem tłoka:

1. Dla wszystkich położań, za wyjątkiem skrajnego lewego położenia tłoka, ciśnienie p w siłowniku jest równoważone parą sił zewnętrznych F_1 :

$$F = F_1 = pA \quad (1)$$

Wynikiem oddziaływania ciśnienia na ścianki cylindra są naprężenia obwodowe, S_z , podczas, gdy naprężenia osiowe, S_x , są równe zero.



Rys.2. Obciążenie siłownika siłami ściskającymi

2. W lewym skrajnym położeniu tłoka siły zewnętrzne są najwyżej równe sile F_1 , czyli:

$$F = F_2 \leq pA \quad (2)$$

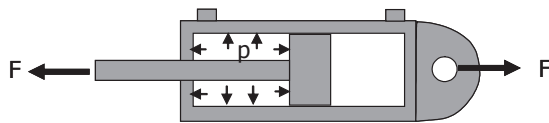
Obok naprężeń obwodowych w cylindrze powstają również naprężenia osiowe, które można obliczyć z zależności:

$$S_x = (pA - F)/A_c \quad (3)$$

Maksymalna wartość naprężeń osiowych występuje w przypadku, gdy siły zewnętrzne F są równe zero:

$$S_x = pA/A_c \quad (4)$$

Gdy siły zewnętrzne obciążające siłownik są rozciągające (rys. 3), ciśnienie pojawia się po stronie tłoczykowej.



Rys.3. Obciążenie siłownika siłami rozciągającymi

Przy tym obciążeniu wstępują dwa skrajne przypadki, związane z położeniem tłoka:

3. Dla wszystkich położań, za wyjątkiem skrajnego lewego położenia tłoka, ciśnienie p w siłowniku jest równoważone parą sił zewnętrznych F_3 :

$$F = F_3 = pA_o \quad (5)$$

Wynikiem oddziaływania ciśnienia na ścianki cylindra są naprężenia obwodowe S_z , podczas, gdy naprężenia osiowe S_x są obliczane z zależności:

$$S_x = pA_o/A_c \quad (6)$$

4. Dla skrajnie lewego położenia tłoka siły zewnętrzne są co najmniej równe sile F_3 , czyli:

$$F = F_4 \geq pA_o \quad (7)$$

Naprężenie osiowe może być obliczone z zależności:

$$S_x = (F - pA_o)/A_c \quad (8)$$

a jego wartość maksymalna jest osiągana gdy ciśnienie w siłowniku, $p = 0$, wówczas:

$$S_x = F/A_c \quad (9)$$

Ten przypadek obciążenia wymaga szczególnej uwagi przy projektowaniu mechanizmów napędowych maszyn z wykorzystaniem siłowników hydraulicznych. Napędzane elementy maszyn roboczych powinny być wyposażone w specjalne zderzaki, zapobiegające powstawaniu nadmiernej siły rozciągającej w siłowniku.

3. WYMIAROWANIE TRWAŁOŚCIOWE SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

Proces wymiarowania trwałościowego elementów konstrukcyjnych składa się z następujących kroków:

- Określenia potencjalnych miejsc inicjacji pęknięć zmęczeniowych (karów), tzw. PSO,
- Wyboru metody prognozowania trwałości zmęczeniowej,
- Określenia charakterystyk zmęczeniowych adekwatnych do wybranych karów,
- Określenia naprężeń stosownie do wymagań wybranej metody oceny trwałości.

Powszechnie stosowaną metodą prognozowania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych jest metoda naprężeń nominalnych. Powszechność ta wynika z takich powodów, jak prostota metody, wieloletnie doświadczenie w jej stosowaniu oraz ogromna ilość nagromadzonych informacji dotyczących wykorzystywanej charakterystyki zmęczeniowej – krzywej Wöhlera (S-N).

Krzywe S-N dla materiału rodzimego (bez karbu) można wyznaczyć ze wzorów przybliżonych, w funkcji wytrzymałości doraźnej, R_m , lub granicy plastyczności, R_e , materiału. Przykładowo, dla obciążeń odzerowo tętniących (współczynnik asymetrii cyklu $R = 0$) dwa charakterystyczne punkty krzywej S-N wyznacza się ze wzorów:

$$\begin{aligned} R_1 &= 0.86 R_m & \text{dla } N_1 &= 1E+3 \text{ cykli} \\ R_2 &= 0.66 R_m & \text{dla } N_2 &= 2E+6 \text{ cykli} \end{aligned} \quad (10)$$

W odniesieniu do złączy spawanych, krzywe S-N są zawarte w wielu normach, bądź innych dokumentach i przepisach branżowych (dźwigowych, kolejowych, morskich). Siłowniki hydrauliczne podlegają normie dotyczącej zbiorników ciśnieniowych [1].

Idea metody naprężeń nominalnych jest przedstawiona na rys. 4. Krzywe S-N dla elementów z karbem są związane z krzywami materiału rodzimego poprzez współczynnik działania karbu, β_K . Jego wartość można określić również ze współczynnika koncentracji naprężeń, α_K , uwzględniając wrażliwość materiału na działanie karbu, q :

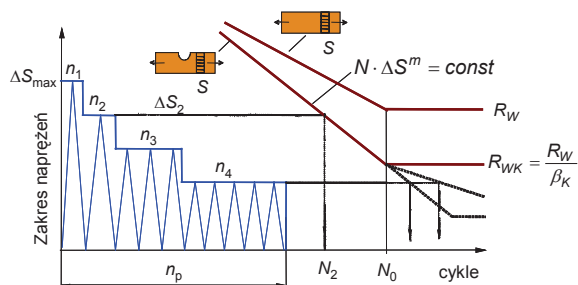
$$\beta_K = 1 + q (\alpha_K - 1) \quad (11)$$

Wartość tego współczynnika zależy nie tylko od materiału, ale również od ostrości karbu, mierzonej za pomocą promienia, r . Im ostrzejszy karb (większy gradient naprężeń), tym mniejsza jest wartość współczynnika wrażliwości q (Petersen):

$$q = 1 / (1 + a/r) \quad (12)$$

gdzie a jest stałą, obliczaną według zależności Petersena:

$$a = (269/R_m)^{1,8} [\text{mm}] \quad \text{dla } R_m [\text{MPa}] \quad (13)$$



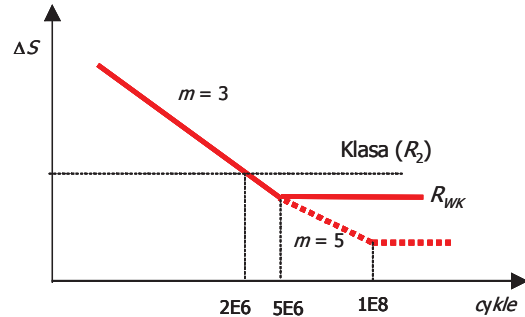
Rys.4. Idea metody naprężeń nominalnych

Warto zwrócić uwagę, że krzywe S-N dla elementów z karbem są nachylone pod większym kątem (mniejsza wartość wykładnika m) niż krzywa materiału rodzimego. Przyjmuje się nawet, że wartość R_1 (dla $N_1 = 1000$ cykli) jest stała, niezależnie od ostrości karbu, co oznacza różne wartości wykładnika m krzywych S-N dla różnych karbów.

W przypadku złączy spawanych przyjmuje się na ogół jedną wartość wykładnika m (3 lub 3.5). Krzywa S-N dla siłowników hydraulicznych, podawana w normie [1] jest przedstawiona na Rys. 5. Jest ona opisana następującymi wielkościami:

- klasą, wyrażoną poprzez wartość ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej R_2 dla $N_2 = 2E+6$ cykli
- wykładnikiem $m=3$ krzywej S-N,

- wykładnikiem $m_2 = 5$ krzywej S-N, dla odcinka przedłużonego poniżej granicy zmęczenia R_{WK} wyznaczonej dla $N_o = 5E+6$ cykli,



Rys.5. Krzywa S-N dla siłowników hydraulicznych

Przedłużenie krzywej S-N poniżej granicy zmęczenia wynika z modyfikacji hipotezy kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych Palmgren-Minera.

Powyższe krzywe S-N dla złączy spawanych siłowników hydraulicznych ignorują wpływ naprężeń średnich ze względu na istnienie naprężeń pozostających, powstałych w procesie spawania.

4. WERYFIKACJA PROGNOZOWANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

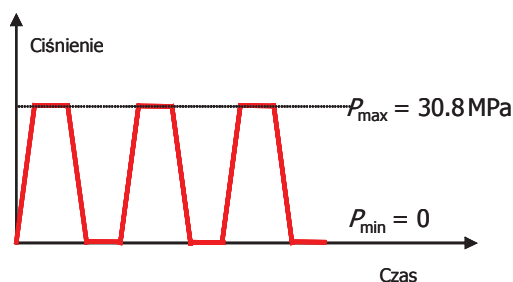
4.1 Badania zmęczeniowe siłowników

Poniżej przedstawiono próbę weryfikacji metody naprężeń nominalnych, w zastosowaniu do prognozowania trwałości zmęczeniowej siłowników hydraulicznych na podstawie krzywych S-N zawartych w normie [1]. Wyniki prognozowanej trwałości zostaną odniesione do wyników zmęczeniowych badań siłowników [2].

Zmęczeniowe badania laboratoryjne prowadzi się zwykle w taki sposób, aby skrócić czas badań. Z tego względu obciążenia siłowników w tych badaniach są większe od obciążeń eksploatacyjnych. Zachodzi przy tym konieczność odniesienia uzyskanych wyników do trwałości w rzeczywistych warunkach eksploatacji, co nie jest jednakże przedmiotem niniejszego artykułu.

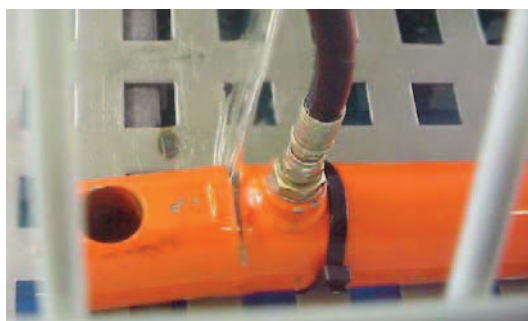
W przeprowadzonych badaniach usunięto elementy uszczelniające tłoka, przez co uzyskano jednoczesne obciążanie strony tłoczkowej i beztłoczkowej. Wyeliminowano przy tym również konieczność mocowania siłownika w celu wywołania sił zewnętrznych F , co umożliwiło uproszczenie budowy stanowiska badawczego. Naprężenia osiowe w cylindrze obliczane są w tej sytuacji ze wzoru (4).

Badania zmęczeniowe przeprowadzono przy obciążeniu odzerowo tętniącym ($R = 0$), przebieg ciśnienia podczas badań przedstawia rys. 6 [2]



Rys. 6 Przebieg ciśnienia w badaniach laboratoryjnych

Przykład pęknięcia zmęczeniowego powstałego w trakcie badań przedstawia rys. 7. Zainicjowało się ono w spoinie łączącej cylinder ze stopą siłownika.

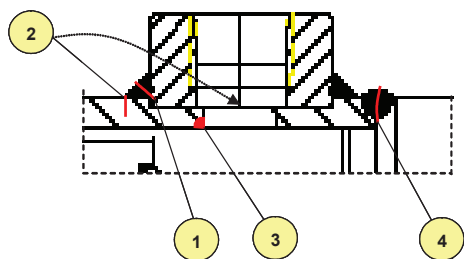


Rys.7 Przykład pęknięcia zmęczeniowego siłownika w badaniach laboratoryjnych [2]

4.2 Wybór potencjalnych miejsc inicjacji pęknięć w siłownikach

Prognozując trwałość zmęczeniową badanych siłowników wybrano 4 potencjalne miejsca inicjacji pęknięć (PSO), zlokalizowane w otoczeniu przyłączy (PSO₁ – PSO₃ dotyczą obu przyłączy) oraz w spoinie łączącej cylinder ze stopą siłownika (Rys. 8). Są to:

1. Pęknięcie w grani spoiny pachwinowej przyłącza, która jest obciążona ciśnieniem penetrującym pomiędzy przyłączy i cylinder,
2. Pęknięcie w linii wtopu spoiny pachwinowej przyłącza, obciążonej naprężeniami obwodowymi w cylindrze. Pęknięcie to znajduje się w miejscu wskazanym strzałką (przesuniętym o 90°),



Rys. 8 Miejsca inicjacji pęknięć zmęczeniowych

3. Pęknięciem inicjującym się na krawędzi otworu w cylindrze na skutek działania naprężeń obwodowych,
4. Pęknięcie w spoinie czołowej, łączącej cylinder ze stopą siłownika na skutek działania naprężeń osiowych.

4.3 Parametry charakterystyki zmęczeniowej

Parametry charakterystyki zmęczeniowej (krzywych S-N) dla poszczególnych PSO zostały zestawione w tabeli 1. W ostatniej kolumnie podano odpowiedniki krzywych S-N w stosowanej normie [1].

Dla PSO₄ istnieją dwie możliwości wyboru charakterystyki zmęczeniowej, różniące się jakością wykonania spoiny. Mniejsza wartość R_2 w tabeli 1 odnosi się do spoiny wykonanej z wadą w postaci braku przetopu.

Dla PSO₂ (otwór w cylindrze) krzywą S-N wyznaczono wykorzystując wzory (10-13) na podstawie wytrzymałości doraźnej stali St52 ($R_m = 600$ MPa), z której wykonano badane siłowniki.

Wartość współczynnika koncentracji naprężeń $\alpha_K = 2.1$ ustalono na podstawie wyników numerycznej analizy naprężeń [3]. Korzystając z zależności Petersena (7) wyznaczono następnie współczynnik działania karbu $\beta_K = 2.05$. Różni się on nieznacznie od α_K ze względu na stosunkowo duży promień otworu w cylindrze.

Wartość wykładnika $m = 7.7$ krzywej S-N dla PSO₂ wyznaczono korzystając z zależności podanych wzorem (10).

Tab. 1.
Parametry krzywych S-N dla wybranych PSO

P S O	Opis	R_2 [MPa]	R_{WK} [MPa]	m	Karb [1]
1	Grań spoiny pachwinowej	32	24	3	3.3
2	Linia wtopu spoiny pachwinowej	71	52	3	7.3
3	Krawędź otworu w cylindrze	193	141	7.7	--
4	Grań spoiny czołowej	40 32	35 24	3 3	1.6 3.3

4.4 Określenie naprężeń dla potencjalnych miejsc inicjacji pęknięć w siłownikach

Naprężenia w wybranych PSO muszą być wyznaczone stosownie do wymagań wybranej metody prognozowania trwałości. W tym przypadku są to naprężenia nominalne, które będą obliczone jako naprężenia w spoinach dla PSO₁ i PSO₄ oraz jako naprężenia obwodowe w cylindrze dla PSO₂ i PSO₃.

Naprężenia nominalne w spoinach PSO₁ i PSO₄ obliczono według uproszczonego modelu, przedstawionego na Rys. 9, z zależności

$$S_x = p \frac{A}{A_c} = p \frac{R_i^2}{t(2R_i + t)} \quad (14)$$

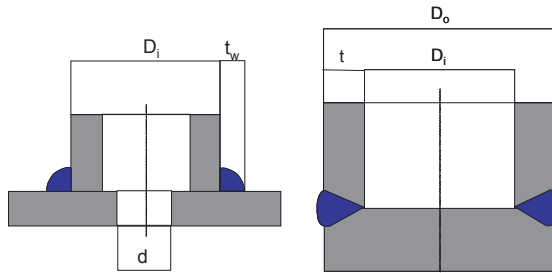
gdzie:

A – powierzchnia obciążona ciśnieniem, p , w siłowniku

A_c – powierzchnia przekroju obciążonego naprężeniem, S_x

R_i – promień wewnętrzny ($R_i = D_i/2$)

t – grubość ścianki przekroju ($t = t_w$ dla PSO₁)



Rys. 9 Modele do wyznaczenia naprężeń w spoinach

Naprężenia obwodowe dla PSO₂ i PSO₃ wyznaczono stosując wzory na naprężenia w cylindrach grubościennych. Większa wartość naprężeń występuje wewnątrz cylindra (PSO₂):

$$S_{zmax} = p \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \quad (15)$$

a mniejsza na zewnątrz cylindra (PSO₃):

$$S_{zmin} = p \frac{2R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \quad (16)$$

gdzie R_o – promień zewnętrzny

Tab. 2. Naprężenia nominalne dla wybranych PSO

P S O	Opis	Naprężenia	SH-1 [MPa]	SH-2 [MPa]
1	Grań spoiny pachwinowej	osiowe S_x	57.8	57.8
2	Linia wtopu spoiny pachwinowej	obw. S_{zmin}	155.0	140.0
3	Krawędź otworu w cylindrze	obw. S_{zmax}	186.0	170.8
4	Grań spoiny czołowej	osiowe S_x	77.6	70.0

Wartości obliczonych naprężeń dla dwóch badanych siłowników hydraulicznych zamieszczono

w tabeli 2. Siłowniki te różnią się nieznacznie średnicą cylindra.

4.5 Trwałość badanych siłowników

Dla wybranych PSO wyznaczono trwałość zmęczeniową poprzez odniesienie naprężeń podanych w tabeli 2 (zakres) do krzywych S-N opisanych parametrami zamieszczonymi w tabeli 1.

Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli 3. Wskazują one, że najsłabszym miejscem może być spoina czołowa łącząca cylinder ze stopą siłownika, o ile będzie wykonana w sposób niewłaściwy, tzn. bez pełnego przetopu. Przy poprawnym wykonaniu tej spoiny, najsłabszym miejscem będzie linia wtopu spoiny pachwinowej przyłącza siłownika na odcinku równoległym do tworzącej cylindra.

Tab. 3.

Prognozowana trwałość zmęczeniowa [cykle]			
PSO	Opis	SH-1	SH-2
1	Grań spoiny pachwinowej przyłącza	358000	358000
2	Linia wtopu spoiny pachwinowej przyłącza	195000	261000
3	Krawędź otworu w cylindrze	2280000	4950000
4	Grań spoiny czołowej cylindra	274000 140000	373000 191000

Liczby cykli obciążeń uzyskane w badaniach laboratoryjnych siłowników hydraulicznych podano w tabeli 4 wraz z informacją o miejscu inicjacji pęknięć zmęczeniowych.

W przypadku siłownika SH-1 prognoza trwałości zmęczeniowej jest bardzo dobra zarówno w odniesieniu do liczby cykli, jak też miejsca inicjacji pęknięcia. W tym przypadku założenie konserwatywne odnośnie niskiej jakości wykonania spoiny okazało się poprawne.

Tab. 4.

Eksperymentalna trwałość zmęczeniowa [cykle]			
PSO	Opis	SH-1	SH-2
3	Krawędź otworu w cylindrze	---	384000 358949
4	Grań spoiny czołowej cylindra	154652 142519 170949	436887 598798 347427 358848

W przypadku siłownika SH-2 założenie konserwatywne odnośnie niskiej jakości wykonania spoiny okazało się niepoprawne. Warto jednak podkreślić, że trwałość prognozowana przy założeniu dobrej jakości wykonania spoiny czołowej

dość dobrze zgadza się z wynikami badań laboratoryjnych.

Należy również zauważyć, że trwałość prognozowana dla PSO₃ (otwór w cylindrze) odbiega bardzo istotnie od wyników doświadczalnych. Może to oznaczać tylko tyle, że parametry krzywej S-N dla otworu, wyznaczone za pomocą zależności przybliżonych nie odpowiadają rzeczywistej charakterystyce zmęczeniowej dla tego karbu. Może to być spowodowane wpływem stanu powierzchni na krawędzi otworu, w istotny sposób obniżającym wytrzymałość zmęczeniową materiału rodzimego.

Należy tu również zwrócić uwagę, że według przeprowadzonej prognozy trwałości drugim najsłabszym miejscem badanych siłowników jest linia wtopu spoiny pachwinowej (PSO₂). Tymczasem w trakcie badań nie zanotowano żadnego przypadku pęknięcia w tym miejscu. Ta sytuacja może być powodem niedoskonałości dobranej charakterystyki zmęczeniowej z normy [1]. Jak zaznaczono w opisie tego PSO, znajduje się ono na powierzchni zakrzywionej (okrąg), podczas gdy dane w normie [1] dotyczą próbki prostej, a zatem nie odpowiadają dokładnie takiej sytuacji. W przypadku analizowanego PSO₂ karb jest znacznie łagodniejszy ze względu na krzywiznę powierzchni cylindra, co przekłada się na znacznie większą trwałość zmęczeniową tego miejsca w stosunku do trwałości prognozowanej.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiona procedura postępowania przy prognozowaniu trwałości zmęczeniowej siłowników hydraulicznych wskazuje, że mimo prostoty wybranej metody oraz dostępności charakterystyk zmęczeniowych, uzyskiwane wyniki nie zawsze są zgodne z eksperymentem. Warto podkreślić, że w tym przypadku obciążenia siłowników były bardzo dokładnie określone, podczas gdy obciążenia eksploatacyjne są o wiele bardziej złożone ze względu na losowy charakter ich zmienności w czasie.

Wydaje się, że główna przyczyna rozbieżności trwałości prognozowanej w stosunku do wyników eksperymentu tkwi w adekwatności przyjętych charakterystyk zmęczeniowych do modelowania zjawiska pęknięcia zmęczeniowego w wybranych potencjalnych miejscach elementu konstrukcyjnego. Charakterystyki zawarte w normach, mimo dość dużej liczby przypadków, nadal nie zawsze dokładnie pasują do rzeczywistego kształtu i obciążenia analizowanego obszaru elementu konstrukcyjnego.

Z tego względu stosowanie metod, umożliwiających dokładniejsze uwzględnienie obciążenia, geometrii i jakości wykonania złączy spawanych, w tym metod opartych na charakterystyce niskocyklowej materiału, bądź też na mechanice pęknięcia może prowadzić do poprawy

prognozowania trwałości siłowników hydraulicznych.

Innym problemem jest rozrzut danych, który w tym przypadku dotyczy z jednej strony stosowanej charakterystyki zmęczeniowej, z drugiej zaś geometrii siłowników, zwłaszcza lokalnej geometrii złączy spawanych. Uwzględnianie tego rozrzutu danych przy wymiarowaniu trwałościowym w procesie projektowania jest niezbędne dla zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa użytkowanych siłowników hydraulicznych oraz maszyn, w których je zastosowano.

LITERATURA

- [1] EN 13445-3: 2002. Unfired pressure vessels. Design.
- [2] PW6, Task T-6.2: Summary of static fatigue tests, by Pedro Rocket S.A., January 2005
- [3] WP2 Task T-2.1 Fatigue analysis concept. Fatigue calculations and oil ports design recommendations, by IFTR, May 2005

PODZIĘKOWANIE

Praca była wykonana w ramach projektu PROHIPP finansowanego przez Komisję Europejską (NMP 2-CT-2004-505466).