

**Roman STRACHOWSKI, Jan MONIETA**  
Akademia Morska, Szczecin

## **SZACOWANIE NIEZAWODNOŚCI ZAWORÓW WTRYSKOWYCH OKRĘTOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH TYPU S46MC-C**

### **Słowa kluczowe**

Silniki okrętowe, system wtryskowy, wtryskiwacz, uszkodzenie, obsługa, niezawodność.

### **Streszczenie**

W pracy przedstawiono wyniki badań eksploatacyjnych zaworów wtryskowych okrętowych silników spalinowych typu 5 i 6S46MC-C. Na podstawie zebranych informacji dokonano klasyfikacji miejsc inicjacji uszkodzeń pierwotnych wtryskiwaczy i podjęto próbę określenia warunków sprzyjających występowaniu uszkodzeń. W artykule tym dokonano również oszacowania wybranych wskaźników niezawodności w zależności od czasu pracy badanych zaworów do ich uszkodzenia.

### **Wprowadzenie**

Bezpieczeństwo żeglugi, a także rentowność statków, jest uzależniona przede wszystkim od gotowości okrętowych silników napędu głównego do spełnienia stawianych im wymagań. Fakt ten wiąże się bezpośrednio z potrzebą przeprowadzenia analiz niezawodności poszczególnych zespołów silnika. Pewność działania silników zmniejsza się wraz z procesami zużywania współpracujących elementów maszyny.

Elementy układu wtryskowego, a zwłaszcza zawory wtryskowe, pracują w bardzo trudnych warunkach. Ich stan techniczny decyduje w głównej mierze o osiągnięciu ekonomicznych i niezawodności silnika. Postępująca zmiana stanu technicznego prowadzi do osiągnięcia stanu granicznego elementu, oznaczającego jego uszkodzenie.

Aspekty te bierze się pod uwagę przy optymalizacji parametrów systemów tribologicznych. Takie niezawodnościowe podejście jest związane z tendencją do wydłużenia okresów międzyobsługowych oraz skrócenia czasów obsługi.

## 1. Obiekty badań

Badaniom eksploatacyjnym poddano zawory wtryskowe układu zasilania czterech okrętowych silników spalinowych typu 5 i 6S46MC-C firmy MAN B&W. Są to 2-suwowe, wolnoobrotowe, wysokoprężne silniki wodzikowe o rzędowym układzie cylindrów, służące do bezpośredniego napędu śruby okrętowej. Badania były przeprowadzone w rzeczywistych warunkach eksploatacji w czasie 4÷7 lat.

Wśród podstawowych danych tego silnika można wyróżnić:

- średnica cylindra 460 mm,
- skok tłoka 1932 mm,
- średnia prędkość tłoka 8,3 m/s,
- zakres prędkości obrotowej 108÷129 obr/min,
- średnie ciśnienie efektywne 19 bar,
- maksymalna moc ciągnąca na wale dla 6-cylindrowego silnika 7860 kW,
- maksymalne jednostkowe zużycie paliwa 174 g/kWh.

Ponadto silnik ten cechuje zdolność do spalania najgorszej jakości paliw pozostałościowego, jak i paliwa destylacyjnego. Powszechnie stosowanym paliwem jest IFO 380.

Każdy cylinder jest wyposażony we własną pompę wtryskową, której przesuwanie się tłoczka w cylinderku jest wynikiem oddziaływania krzywki wału rozrządu. W wyniku tego następuje tłoczenie paliwa do dwóch wtryskiwaczy, rozmieszczonych w głowicy co 180°. Odbywa się to poprzez elastyczne przewody wysokiego ciśnienia.

W układzie paliwowym można wyróżnić dwie pary precyzyjne: tłoczek–cylinderki pompy wtryskowej, iglica–korpus rozpylacza wtryskiwacza.

Zawór wtryskowy ma za zadanie doprowadzić paliwo w stanie rozpylonym do przestrzeni cylindrowej. Prawidłowo pracujący wtryskiwacz powinien rozdrobnić i rozpylić paliwo po całej komorze spalania oraz wymieszać je ze znajdującym się tam świeżym ładunkiem powietrza, tak aby cała dawka paliwa uległa spalaniu całkowitemu i zupełnemu.

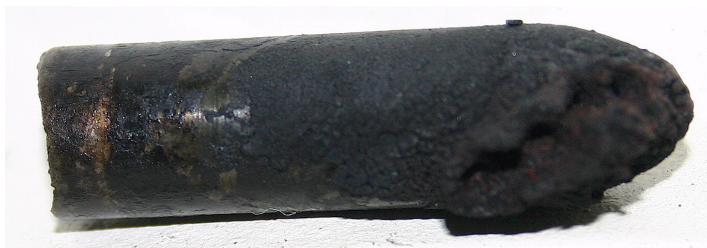
## 2. Klasyfikacja miejsc inicjacji uszkodzeń zaworów wtryskowych

Dla cech zaworów wtryskowych zgodnie [6] można ustalić kod 1131. Oznacza to, że są one obiektami nienaprawialnymi i pracują z przerwami losowymi do uszkodzenia. Dopiero po zastąpieniu wtryskiwacza nowym, zadanie może być kontynuowane.

Oznakowanie wtryskiwacza powyższym kodem i zakwalifikowanie go do danej grupy jest podyktowane względami planu badań niezawodności. Dodatkowy wpływ mają na to warunki ich eksploatacji. Zawory wtryskowe po demontażu z głowicy cylindrowej są poddawane przeglądowi i regulacji, a następnie gromadzone w zapasie. Do głowicy cylindra montowane są inne egzemplarze. Prace obsługowe w czasie przeglądu okresowego (co 4000÷8000 h pracy) lub doraźnego wtryskiwaczy traktuje się w takim razie jako pełne przywrócenie ich własności użytkowych.

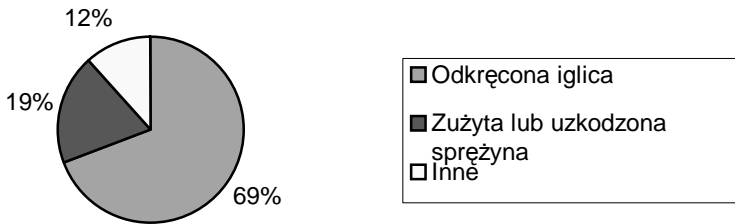
Wielkość badanej próby to 322 egzemplarze zaworów wtryskowych ( $n = 322$ ). Wśród wszystkich prac przeprowadzonych przy zaworach wtryskowych można wyróżnić także prace nieplanowane.

Wśród przypadków uszkodzenia nagłego badanych zaworów wyróżniono uszkodzenia korpusów wtryskiwaczy, podczas ich demontażu z głowicy cylindrowej. Jedna z takich obsług zakończyła się również uszkodzeniem dyszy tego zaworu (rys. 1).



Rys. 1. Uszkodzony korpus dyszy wtryskiwacza z widocznym osadem

Objawem wymuszającym poddanie zaworu wtryskowego przeglądowi był, w większości takich przypadków, spadek temperatury spalin na wylocie z cylindra. Proces ten był związany przede wszystkim z niekorzystnym rozwiązaniem konstrukcyjnym iglicy i trzonu wtryskiwacza. Elementy te są łączone za pomocą połączenia gwintowego i dodatkowo smarowane klejem Loctite 620, pełniącym tutaj rolę czynnika zwiększającego opory i zabezpieczającego przed samoodkręceniem iglicy. Wśród wszystkich wymian wtryskiwacza naliczono 33 przypadki połuzowania iglicy, co stanowi 10,25% całej próby. Innym elementem wpływającym na obniżenie niezawodności zaworów wtryskowych jest sprężyna. Udział procentowy uszkodzeń iglicy i sprężyny wtryskiwacza stanowi pokaźną część w całkowitej liczbie przyczyn nieplanowanych prac obsługowych (rys. 2).



Rys. 2. Przyczyny nieplanowanych wymian wtryskiwaczy

Przypadki wykręcania iglic wtryskiwaczy pojawiały się głównie w początkowej fazie eksploatacji silników. Przy powtarzającym się uszkodzeniu wtryskiwacze były wymieniane w ramach reklamacji.

### 3. Szacowanie wskaźników niezawodności dla zaworów wtryskowych

Prawdopodobieństwo zdarzenia dla próby, że w przedziale czasu  $\langle 0, t \rangle$  obiekt nie uszkodzi się, określa się wg funkcji opisanej wzorem [2, 5]:

$$R^*(t) = \frac{n - m(t)}{n} \quad (1)$$

gdzie:  $n = 322$  – liczność próby,

$m(t)$  – liczba uszkodzonych zaworów do chwili  $t$  (wyłączywszy tę chwilę),

$n - m(t)$  – liczba wtryskiwaczy nieuszkodzonych do czasu  $t$ .

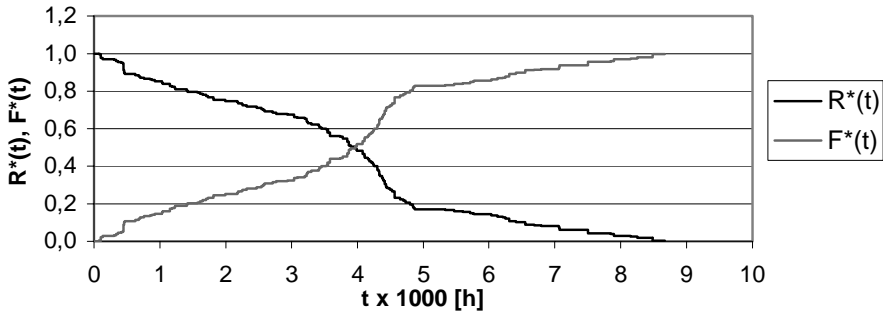
Funkcję zawodności, czyli prawdopodobieństwo uszkodzenia obiektu badań w przedziale czasu  $[0, t]$  można obliczyć według zależności [2, 5]:

$$F^*(t) = \frac{m(t)}{n} \quad (2)$$

W oparciu o realizację czasu pracy badanych wtryskiwaczy do wystąpienia uszkodzenia oraz wzory 1÷2, została oszacowana funkcja niezawodności  $R^*(t)$  i funkcja zawodności  $F^*(t)$ . Wyniki przedstawiono na rys. 3.

Na podstawie zgromadzonych informacji można obliczyć też funkcję intensywności uszkodzeń zaworów wtryskowych  $\lambda^*(t)$ . Jest to prawdopodobieństwo warunkowego powstania uszkodzenia w chwili  $t$ , pod warunkiem że do tej chwili obiekt pracował poprawnie. Funkcję tę można oszacować wg wzoru [2, 4, 5]:

$$\lambda^*(t) = \frac{n(t) - n(t + \Delta t)}{n(t) * \Delta t} \quad (3)$$



Rys. 3. Przebieg empirycznej funkcji niezawodności  $R^*(t)$  i dystrybuanty empirycznej  $F^*(t)$

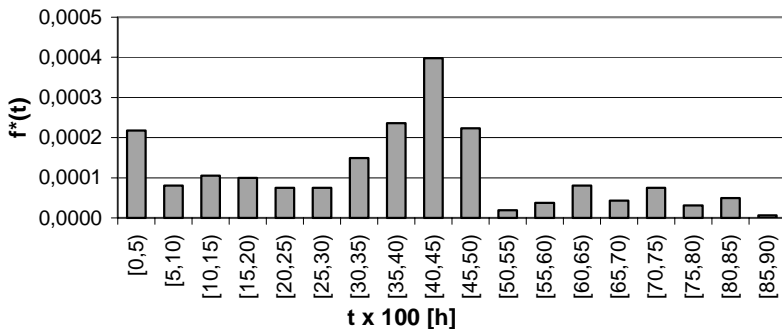
Gęstość prawdopodobieństwa czasu poprawnej pracy pompy do uszkodzenia można obliczyć ze wzoru [2, 4, 5]:

$$f^*(t) = \frac{m(t, t + \Delta t)}{n(t)\Delta t} \quad (4)$$

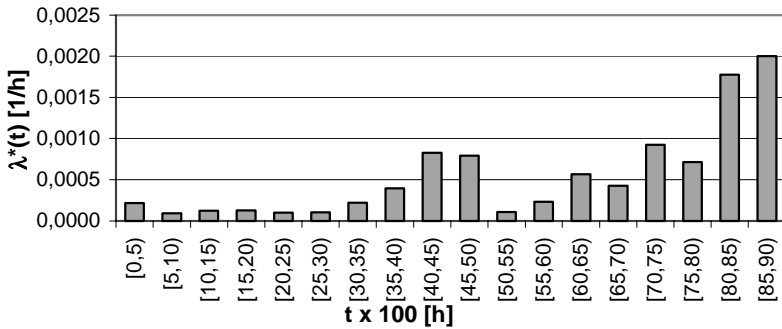
gdzie:  $m(t, t + \Delta t)$  – liczba zaworów wtryskowych, które uległy uszkodzeniu w przedziale czasu  $(t, t + \Delta t)$ ,

$\Delta t = 500$  h – przyjęty w obliczeniach przedział czasu pracy.

W oparciu o zależność (3) i (4) została obliczona funkcja gęstości prawdopodobieństwa, czasu poprawnej pracy do wystąpienia uszkodzenia i funkcja intensywności uszkodzeń zaworu wtryskowego. Wyniki przedstawiono wykreślnie (rys. 4 i 5).



Rys. 4. Diagram funkcji gęstości prawdopodobieństwa  $f^*(t)$  poprawnej pracy do uszkodzenia wtryskiwacza



Rys. 5. Diagram funkcji intensywności uszkodzeń  $\lambda^*(t)$  zaworów wtryskowych

Funkcyjne wskaźniki mogą być uzupełnione zestawem wskaźników liczbowych. Średni czas pracy wtryskiwacza do uszkodzenia można obliczyć ze wzoru [1, 2, 6]:

$$\theta^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \quad (5)$$

Odchylenie standardowe czasu poprawnej pracy wtryskiwacza do wystąpienia uszkodzenia oblicza się z następującej zależności [2, 3]:

$$\sigma_T^* = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (t_i - \theta^*)^2} \quad (6)$$

gdzie indeks  $T$  – oznacza, że  $\sigma_T^*$  dotyczy zmiennej losowej  $T$ , w tym przypadku rozumianej jako czas zdatności wtryskiwacza do uszkodzenia.

Iloraz odchylenia standardowego i średniego czasu pracy zaworu wtryskowego stanowi współczynnik zmienności. Postać współczynnika zmienności jest następująca [2, 3]:

$$V^* = \frac{\sigma_T^*}{\theta^*} \quad (7)$$

W oparciu o wzory (5÷7) zostały obliczone wskaźniki liczbowe (tab. 1).

Analizując przebieg empirycznej funkcji niezawodności można spostrzec, że w przedziale czasu 0÷1000 godzin pracy, a następnie przy 4÷5 tys. godzin następuje duży wzrost zdarzeń niepożądanych wtryskiwaczy. Duża intensywność

ność uszkodzeń w początkowej fazie eksploatacji związana jest z niewłaściwym połączeniem iglicy i trzonu, co negatywnie rzutuje na niezawodność całej próby badanych obiektów. Drugi wzrost jest związany bezpośrednio z naprawami okresowymi zaworów, gdzie są stwierdzane uszkodzenia. Można na tej podstawie wyciągnąć wniosek, że przeglądy te są wykonywane w odpowiednim czasie. Również średni czas poprawnej pracy zaworów wtryskowych do uszkodzenia jest poniżej oczekiwań.

Tabela 1. Oszacowanie liczbowych wskaźników niezawodności wtryskiwaczy

Lp.	Nazwa i oznaczenie wskaźnika	Wynik obliczeń
1	Średni czas poprawnej pracy do uszkodzenia $\theta^*$	3649 h
2	Odchylenie standardowe czasu do uszkodzenia $\sigma_T^*$	2084 h
3	Współczynnik zmienności $V^*$	0,571

## Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że stany niezdatności okrętowych silników spalinowych występują rzadko z powodu zużycia stopniowego omawianych wcześniej par precyzyjnych. W przypadku jednego silnika było można zauważyć zbyt szybkie zużycie dysz zaworów wtryskowych. Nie było to jednak spowodowane tarciem współpracujących elementów, lecz wadami materiałowymi i oddziaływaniem czynników zewnętrznych.

Niewłaściwe rozwiązanie konstrukcyjne połączenia iglicy i trzonu wtryskiwacza przyczyniło się do niskiej jego niezawodności. Mimo tego uważa się, że stosowane parametry diagnostyczne są wystarczające do ogólnej oceny stanu tego zaworu. Na podstawie podobnych wartości zmierzonych ciśnień otwarcia dziobowego i rufowego wtryskiwacza przed regulacją wydaje się, że powinna być również analizowana niezawodność załogi.

## Bibliografia

1. Migdalski J. (red.): Inżynieria Niezawodności. Poradnik. Wyd. ATR Bydgoszcz, Bydgoszcz 1992.
2. Migdalski J. (red.): Poradnik niezawodności. Podstawy matematyczne. WPM „WEMA”, Warszawa 1982.
3. Monieta J.: Analiza uszkodzeń łożysk wału korbowego spalinowych silników okrętowych typu AL. Tribologia 2002 nr 2, s. 475–486.
4. Monieta J.: Analiza uszkodzeń tulei cylindrowych wolnoobrotowych silników okrętowych typu 6RLB66. EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE'01. Gdańsk Międzyzdroje Kopenhaga 2001, s. 455–461.

5. Monieta J.: Wskaźniki oceny niezawodności w procesie eksploatacji okrętowych silników spalinowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej. Budownictwo Okrętowe 2004 nr 65, s. 187–194.
6. PN-77/N-04010. Niezawodność w technice. Wybór wskaźników niezawodności.

Recenzent:  
**Andrzej NIEWCZAS**

### **The reliability assessment of injection valve of marine combustion engines type S46MC-C**

#### **Key words**

Marine engine, injection system, injection, damage, service, reliability.

#### **Summary**

The paper presents results of operational research of injection valves of marine combustion engines type 5 and 6 S46MC-C. According to research, there has been made classification of places of initiation of primary damages of injectors and tried to describe favourable conditions for appearing of damages. In this article, there has also been made assessment of selected reliability indexes depending on time of work of researched valves to their damages.