

DIAGNOZOWANIE OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO W EKSPLOATACJI Z WYKORZYSTANIEM ŚREDNIEGO CIŚNIENIA INDIKOWANEGO

IN SERVICE DIAGNOSING OF A MARINE DIESEL ENGINE USING MEAN INDICATED PRESSURE

Leszek Wontka

Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni, ul. Śmidowicza 69, 81-127 Gdynia,
Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów,
e-mail: l.wontka@amw.gdynia.pl

Streszczenie: Artykuł przedstawia możliwości oceny stanu technicznego okrętowego tłokowego silnika spalinowego z wykorzystaniem do tego celu średniego ciśnienia indykowanego na biegu jałowym. Praca została oparta na szerokim materiale badawczym, zebrany podczas diagnostyki silników na okrętach w latach 1997–2018, w której autor uczestniczył osobiście. W artykule zasygnalizowano problemy związane z tą oceną oraz przedstawiono metodykę badań.

Słowa kluczowe: okrętowy tłokowy silnik spalinowy, straty mechaniczne, średnie ciśnienie indykowane, diagnozowanie.

Abstract: The article presents possibilities of assessment of technical condition of a marine diesel engine using the mean indicated idle pressure. The paper was based on wide research material collected during engine diagnostics operated on naval ships from 1997 to 2018. The author was a member of diagnostic team conducting researches. The article shows problems related to this assessment and presents research methodology.

Keywords: marine diesel engine, mechanical losses, mean indicated pressure, diagnosis.

1. WSTĘP

Cechą charakterystyczną współczesnych okrętowych tłokowych silników spalinowych wolno- i średnioobrotowych jest to, że są wyposażone w zawory indykatorowe. Zawory indykatorowe mają w procesie użytkowania silnika kilka zastosowań:

- umożliwiają „odciążenie cylindrów” podczas obracania wałem korbowym przed uruchomieniem i po zatrzymaniu silnika;
- umożliwiają odprowadzenie wilgoci podczas obracania wałem korbowym przed uruchomieniem silnika;
- umożliwiają okresowe indykowanie silnika, czyli pomiar ciśnień spalania jako funkcji obrotu wału korbowego (OWK) albo pomiar maksymalnych ciśnień spalania lub ciśnień sprężania.

Dwa pierwsze zastosowania wynikają głównie z konieczności upewnienia się, że w poszczególnych cylindrach silnika nie ma wody, paliwa lub oleju smarowego o objętości przekraczającej objętość komory spalania. Próba uruchomienia silnika bez przeprowadzenia tych czynności może spowodować tzw. uderzenie hydrauliczne, prowadzące do rozległych oraz kosztownych uszkodzeń elementów układu tłokowo-korbowego, niekiedy doprowadzających do wycofania silnika z eksploatacji.

Trzecie zastosowanie wynika z konieczności okresowego indykowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego, narzuconej przez producentów silników oraz armatorów. Od połowy lat osiemdziesiątych ubiegłego wieku w okrętownictwie coraz szersze zastosowanie zaczęły mieć indykatory elektroniczne, umożliwiające na podstawie analizy wykresu indykatorowego wyznaczenie wielu dotąd niedostępnych parametrów pracy silnika. W zależności od stopnia zaawansowania technicznego tych indykatorów stało się możliwe wyznaczenie oprócz maksymalnego ciśnienia spalania, takich parametrów jak: ciśnienie sprężania, ciśnienie indykowane dla dowolnego kąta OWK, kąt wyprzedzenia samozapłonu paliwa w cylindrze, a także parametry indykowane, opisujące obciążenie pojedynczego cylindra lub całego silnika, tj. średnie ciśnienie indykowane, moc indykowana lub moment indykowany. Jest również możliwe porównywanie przebiegów ciśnień indykowanych pomiędzy poszczególnymi cylindrami, wyznaczanie wartości średnich, odchyleń itp. Z wewnętrznego bilansu energetycznego silnika wynika, że straty mechaniczne silnika stanowią różnicę odpowiednich wartości indykowanych i użytecznych, opisujących obciążenie silnika, np.

$$p_m = p_i - p_e \quad (1)$$

gdzie:

- p_m – średnie ciśnienie strat mechanicznych,
- p_i – średnie ciśnienie indykowane,
- p_e – średnie ciśnienie użyteczne.

W związku z tym najprostszą metodą wyznaczenia strat mechanicznych silnika wydaje się wyznaczenie różnicy odpowiedniej wartości indykowanej i użytecznej. Rodzi to jednak wiele problemów, wynikających chociażby z konieczności dodatkowego montażu urządzeń do pomiaru momentu obrotowego silnika. Dodatkowo

istnienie dwóch różnych metod wyznaczania wartości indykowanej i użytecznej nie sprzyja również minimalizacji błędów wyznaczania strat mechanicznych.

Rozwiązaniem jest przeprowadzenie badań silnika na biegu jałowym. Wynika z tego, że ta metoda badań dotyczyć będzie tylko tych silników okrętowych, które w procesie użytkowania można rozsprzęgłać. Dodatkową zaletą tej metody badań jest brak konieczności wyznaczania zależności strat mechanicznych od obciążenia silnika.

Nieprzypadkowo, jako miarę strat mechanicznych zaproponowano średnie ciśnienie strat mechanicznych. W porównaniu do pracy strat mechanicznych, mocy strat mechanicznych oraz momentu strat mechanicznych ma ono kilka zalet.

Po pierwsze, jest ono wyznaczane wprost z przebiegu ciśnienia indykowanego silnika na biegu jałowym według zależności:

$$p_m = p_i \quad (2)$$

gdzie:

p_m – średnie ciśnienie strat mechanicznych,

p_i – średnie ciśnienie indykowane.

Po drugie, zarówno praca strat mechanicznych, moment strat mechanicznych, jak i moc strat mechanicznych są uzależnione od wielkości silnika, a ściślej od objętości skokowej jego wszystkich cylindrów, dodatkowo moc strat mechanicznych jest „obciążona” prędkością obrotową silnika. Natomiast średnie ciśnienie strat mechanicznych jest pozbawione tych obciążeń i w związku z tym umożliwia porównanie strat mechanicznych różnych silników, niezależnie od ich objętości skokowej i prędkości obrotowej.

2. PRACA TARCIA

Degradacja stanu technicznego silnika, w szczególności układu tłokowo-korbowego, spowodowana zużyciem lub uszkodzeniem, ma wpływ na hydrodynamiczny mechanizm smarowania, co prowadzić może do zmiany strat tarcia. Przykładowo zwiększenie luzów w łożyskach silnika, chociaż teoretycznie zmniejsza współczynnik tarcia, może powodować występowanie uderzeń współpracujących elementów łożyska na skutek zaniku klina smarnego, co powoduje jednak wzrost oporów tarcia [Gola, Januła i Litwin 1996; Serdecki 2002; 2012]. Utrata szczelności cylindra objawia się wydmuchiwaniami filmu olejowego w okolicach górnych pierścieni tłokowych, co prowadzić może do wzrostu strat tarcia, a poprzez zwiększenie się temperatury górnej części tłoka do przekroczenia granicy plastyczności i ewentualnego zatarcia.

Według Bielawskiego [2003] dla węzła trybologicznego w otwartym systemie termodynamicznym zachodzi zależność:

$$W_t = dU + dI + Q_{1-2} \quad (3)$$

gdzie:

W_t – praca tarcia w węźle trybologicznym,
 dU – przyrost energii wewnętrznej,
 dI – zmiana entalpii,
 Q_{1-2} – ciepło odprowadzone z węzła trybologicznego,

oraz

$$dI = i \cdot dm \quad (4)$$

gdzie:

i – entalpia właściwa,
 dm – przyrost masy produktów zużycia,

zatem:

$$W_t = dU + i \cdot dm + Q_{1-2} \quad (5)$$

stąd:

$$dm = \frac{-dU - Q_{1-2} + W_t}{i} \quad (6)$$

Z zależności tych wynika, że jeżeli praca tarcia nie przekracza sumy przyrostu energii wewnętrznej i odtransportowanego ciepła, to w węźle trybologicznym nie występuje zużycie [Bielawski 2003]. Natomiast zmianę produktów zużycia w czasie opisuje zależność:

$$\frac{d^2m}{dt^2} = \frac{-\frac{d^2U}{dt^2} - \frac{\delta^2 Q_{1-2}}{\delta t^2} + \frac{\delta^2 W_t}{\delta t^2}}{i} \quad (7)$$

gdzie:

$$\frac{\delta^2 W_t}{\delta t^2} = \frac{\delta P_t}{\delta t} \quad (8)$$

oznacza moc tarcia silnika, która może być miarą natężenia zużycia w węzłach tarcia. To oznacza, że ewentualne zwiększenie strat mechanicznych silnika może być spowodowane:

- zwiększeniem współczynnika tarcia wypadkowego, wynikającego ze zwiększonego natężenia zużycia w czasie diagnozowania;
- zwiększeniem współczynnika tarcia płynnego, spowodowanym zużyciem skumulowanym, nawet wówczas, gdy w czasie diagnozowania zużycie skumulowane nie zmienia się;
- zwiększeniem współczynnika tarcia wypadkowego, wynikającego ze zużycia skumulowanego i wystąpienia zwiększonego natężenia zużycia w czasie diagnozowania.

3. CZYNNIKI WPŁYWAJĄCE NA STRATY MECHANICZNE

Straty mechaniczne nie zależą wyłącznie od zmieniających się parametrów struktury silnika, w szczególności parametrów struktury układu tłokowo-korbowego na skutek starzenia spowodowanego głównie zużyciem. Zależą także od obciążenia i prędkości obrotowej silnika oraz lepkości oleju smarowego mającej największy wpływ na współczynnik tarcia płynnego. Istotną rolę odgrywa również stan cieplny silnika determinujący po pierwsze luzy współpracujących elementów, a po drugie lepkość oleju w węzłach tarcia. Chcąc zatem stworzyć metodę oceny strat mechanicznych bazującą na średnim ciśnieniu indykowanym, należy dążyć do wyeliminowania ich wpływu na straty mechaniczne w czasie diagnozowania. Jak się wydaje, osiągnąć to można albo przez ściśle ograniczenie metody do wybranych warunków diagnozowania poprzez zachowanie stałej prędkości obrotowej, obciążenia, stanu cieplnego silnika i parametrów oleju smarowego, albo przez analityczne lub empiryczne zbadanie wpływu tych zmiennych warunków na wartość strat mechanicznych oraz ich wyeliminowanie w procesie stawiania diagnozy.

Na podstawie dostępnych parametrów pracy okrętowego tłokowego silnika spalinowego i informacji o oleju smarowym, w tym głównie o jego lepkości kinematycznej, średnie ciśnienie strat mechanicznych silnika można przedstawić jako funkcję wielu zmiennych [Wontka 2008]:

$$p_m = f(M_e, n, T, \nu, \mathbf{d}) \quad (9)$$

gdzie:

M_e – moment obrotowy silnika,

n – prędkość obrotowa silnika,

T – temperatura oleju smarowego,

ν – lepkość kinematyczna oleju smarowego,

\mathbf{d} – wektor parametrów struktury konstrukcyjnej układu tłokowo-korbowego oraz mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika.

O ile uwzględnienie wpływu prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika na straty mechaniczne nie wymaga dodatkowych wyjaśnień, to skomentować należy uwzględnienie zarówno temperatury oleju, jak i jego lepkości. Jak wielokrotnie wspomniano, lepkość oleju ma decydujący wpływ na straty tarcia w silniku, natomiast temperatura oleju smarowego jest istotna z co najmniej dwóch powodów: po pierwsze, determinuje lepkość oleju smarowego, po drugie, określa stan cieplny silnika, który również ma znaczący wpływ na parametry filmu olejowego w węzłach tarcia. Rosnąca temperatura poszczególnych elementów silnika, w tym elementów układu tłokowo-korbowego, powoduje zmniejszenie się luzów pomiędzy współpracującymi częściami grupy tłokowo-cylindrowej łożysk głównych i korbowych silnika, a także łożyskami układu rozrządu. Ponieważ w eksploatacji silników nie dokonuje się bezpośredniego pomiaru temperatury tych elementów, to właśnie temperatura oleju staje się odzwierciedleniem ich temperatury, gdyż właśnie z tymi elementami styka się fizycznie olej smarowy.

Do opisu zależności strat mechanicznych silnika tłokowego od prędkości obrotowej i lepkości oleju smarowego wykorzystano model oparty na krzywej Stribeck [Drozd 1985; 1989; Serdecki 2002].

Przy założeniu, że tarcie w układzie tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa (TPC) poza punktami zwrotnymi tłoka jest tarcie płynnym, jak przy smarowaniu hydrodynamicznym, występuje analogiczne oddziaływanie jak przy smarowaniu i tarcu w łożyskach hydrodynamicznych. Dla stałego zatem obciążenia silnika współczynnik tarcia – μ , a co za tym idzie, średnie ciśnienie strat tarcia, będzie proporcjonalne do iloczynów lepkości dynamicznej oleju smarowego w poszczególnych węzłach tarcia oraz prędkości wzajemnego przesuwania się elementów w tych węzłach. Uznając, że miarą tych prędkości będzie prędkość obrotowa silnika, średnie ciśnienie strat tarcia dla stałego obciążenia silnika wyrazi się wzorem [Wontka i Kniaziewicz 2015; Wontka 2017]:

$$p_t = n^l \cdot \sum_{j=1}^{z_t} k_j \cdot \eta_j^{m_j} \quad (10)$$

gdzie:

- k_j – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika,
- η_j – lepkość dynamiczna oleju smarowego w j-tym węzle tarcia,
- n – prędkość obrotowa silnika,
- z_t – liczba rozpatrywanych węzłów tarcia,
- l – wykładnik potęgowy, uwzględniający zmianę obciążenia w stosunku do statycznie obciążonych łożysk,
- m_j – wykładniki potęgowe, uwzględniające zmiany lepkości w stosunku do statycznie obciążonych łożysk w j-tym węzle tarcia.

We wzorze (10) pominięto zależność od obciążenia silnika, ponieważ zgodnie z przyjętą metodą oceny strat mechanicznych silnika badania prowadzone będą na biegu jałowym (zależność 2).

Przy założeniu, że różna temperatura oleju na powierzchniach tulei cylindrowych i w łożyskach silnika jest proporcjonalna do średniej temperatury oleju na wylocie z silnika, determinującej jego lepkość, a także straty mechaniczne pochodzące od napędu mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika są proporcjonalne do strat tarcia w układzie tłokowo-korbowym, zależność (10) przyjmuje postać:

$$p_m = k \cdot n^l \cdot \nu^m \quad (11)$$

gdzie:

- k – stała proporcjonalności zależna od obciążenia silnika,
- ν – lepkość kinematyczna oleju smarowego na wylocie z silnika, będąca ilorzem lepkości dynamicznej – η i gęstości oleju – ρ ,
- n – prędkość obrotowa silnika,
- l – wykładnik potęgowy uwzględniający zmianę obciążenia elementów układu tłokowo-korbowego w stosunku do statycznie obciążonych elementów,

m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany lepkości w elementach obciążonych dynamicznie.

Z zależności (11) wynika, że jeżeli badania zostaną przeprowadzone przy stałej prędkości obrotowej, to przyjmie ona postać:

$$p_m = k_n \cdot v^m \quad (12)$$

gdzie:

k_n – stała proporcjonalności zależna od prędkości obrotowej i obciążenia silnika,

v – lepkość kinematyczna oleju smarowego na wylocie z silnika,

m – wykładnik potęgowy, uwzględniający zmiany lepkości w elementach obciążonych dynamicznie.

Lepkość kinematyczną oleju v w dowolnej temperaturze T można wyznaczyć z zależności Walthera:

$$\log \log (v_x + 0,8) = a \cdot (\log T_{40} - \log T_x) + \log \log (v_{40} + 0,8) \\ a = \frac{\log \log (v_{40} + 0,8) - \log \log (v_{100} + 0,8)}{\log T_{40} - \log T_{100}} \quad (13)$$

gdzie:

v – szukana lepkość kinematyczna w temperaturze T [mm^2/s],

v_{40} – lepkość kinematyczna w temperaturze 40°C [mm^2/s],

v_{100} – lepkość kinematyczna w temperaturze 100°C [mm^2/s],

T_{40} – temperatura oleju w [K] odpowiadająca temperaturze 40°C ,

T_{100} – temperatura oleju w [K] odpowiadająca temperaturze 100°C .

Dla każdego silnika na każdym okręcie przed badaniami jest zadawana konkretna wartość prędkości obrotowej. Najczęściej jest to dla biegu jałowego minimalna prędkość, wynikająca z najmniejszej nastawy regulatora prędkości obrotowej, jednak w trakcie badań okazuje się, że za każdym razem jej wartość jest nieco inna. Np. dla rozpatrywanych w rozdziale 4 silników Sulzer rodziny A25 prędkości te wahają się od 340 min^{-1} do 473 min^{-1} . Zróżnicowanie prędkości obrotowych jest istotne i wpływa na stałą proporcjonalności k_n , zależną od prędkości obrotowej i obciążenia silnika z zależności (12) i (13) według wzoru:

$$k_n = k \cdot n^l \quad (14)$$

gdzie:

k – stała proporcjonalności zależna od obciążenia silnika,

n – prędkość obrotowa silnika,

l – wykładnik potęgowy, uwzględniający zmianę obciążenia elementów układu łokowo-korbowego w stosunku do statycznie obciążonych elementów.

Zaproponowano, aby wpływ prędkości obrotowej na średnie ciśnienie strat mechanicznych uwzględnić w zredukowanym średnim ciśnieniu strat mechanicznych – $p_{m,z}$, wyznaczanym z zależności:

$$p_{m,z} = p_m \cdot \left(\frac{n_z}{n}\right)^1 \quad (15)$$

gdzie:

p_m – rzeczywiste średnie ciśnienie strat mechanicznych wyznaczone dla prędkości obrotowej n ,

n – rzeczywista prędkość obrotowa w czasie badań,

n_z – zredukowana zadana prędkość obrotowa.

4. BADANIA STRAT MECHANICZNYCH OKRĘTOWYCH TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH W EKSPLOATACJI

W okrętowych układach napędowych okrętów i pomocniczych jednostek pływających Marynarki Wojennej zdecydowanie dominują silniki tłokowe. Około połowę z nich stanowią silniki średnio- lub wolnoobrotowe, wszystkie wyposażone w zawory indykatorowe. Jest to warunek konieczny, choć niewystarczający, aby zastosować proponowaną metodę diagnozowania, opartą na indykowaniu na biegu jałowym.

Drugim z warunków, jakie muszą spełniać układy napędowe, aby zastosować tę metodę diagnozowania, jest możliwość ich rozsprzęglania. Warunek ten spełnia w Marynarce Wojennej obecnie aż 67% silników wyposażonych w zawory indykatorowe. Zdecydowana większość z nich są to czterosuwowe silniki średnioobrotowe Sulzer z rodziny A25, a 56% stanowią silniki, które można dodatkowo rozsprzęgłać. Silniki te występują tam najczęściej w wersjach sześciocylindrowych, chociaż są też silniki ośmio- i szesnastocylindrowe.

Wszystkie te silniki silnikami bezwodzikowymi, czterosuwowymi z bezpośrednim wtryskiem paliwa, doładowanymi turbosprężarką, mają jednakową średnicę cylindra 250 mm i jednakowy skok tłoka 300 mm. Różnicę pomiędzy silnikami stanowi układ zaworów. Silniki AL25/30 mają po dwa zawory na cylinder, podczas gdy pozostałe posiadają po cztery zawory. Poprawia to sprawność wymiany ładunku, co umożliwiła zwiększenie prędkości obrotowej z 750 min^{-1} silnika AL25/30 do 1000 min^{-1} dla pozostałych typów. Stało się to możliwe również dzięki zastąpieniu tłoka żeliwnego tlokiem aluminiowym, zmianom w układzie doładowania i w układzie paliwowym. Uzyskano w ten sposób także prawie dwukrotne zwiększenie mocy z cylindra.

Ze względu na dużą liczbę tych silników wzajemne podobieństwo konstrukcyjne oraz bogaty materiał badawczy z lat 1997–2018 najlepiej nadają się one do weryfikacji proponowanej metody oceny strat mechanicznych silników w eksploatacji. Analiza wyników badań tych silników umożliwiła wyznaczenie wykładników $m = 0,23$ oraz $l = 0,6$ dla wszystkich silników tej rodziny [Wontka 2017].

Pozwoliło to na wyznaczenie współczynnika k_n z krzywych regresji dla poszczególnych silników Sulzer rodziny A25 z lat 1997–2018 na poszczególnych

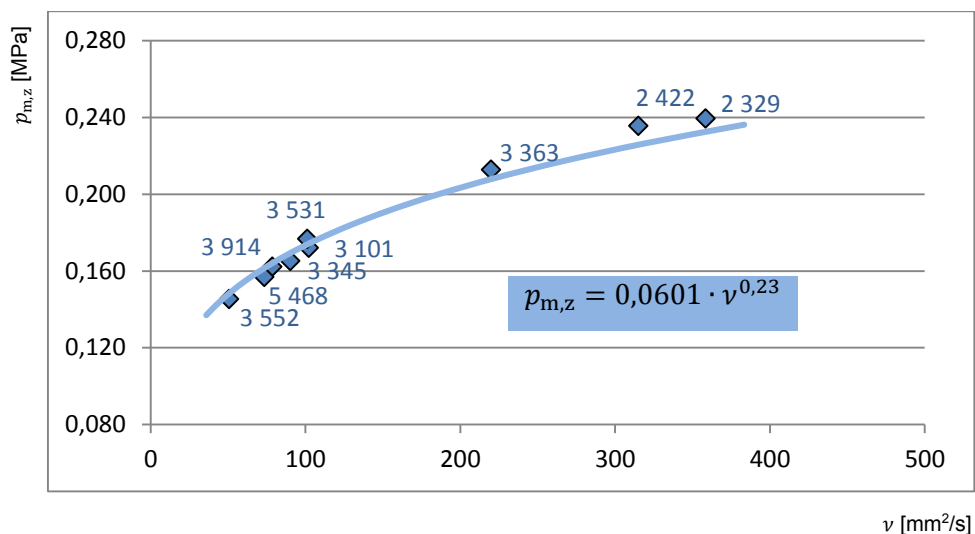
okrętach (tab. 1). Już wyniki badań wstępnych sugerowały, że współczynnik k_n należy przyjmować dla każdego silnika indywidualnie [Wontka 2008].


Tabela 1. Tabela zbiorcza wyznaczonych współczynników k_n w krzywych regresji dla poszczególnych silników

Table 1. Summary table of determined coefficients k_n in regression curves for individual engines

Okręt	Numer silnika	Stan silnika	k_n	Okręt	Numer silnika	Stan silnika	k_n	
A	1	Po I naprawie	0,0491	F	19	Przed naprawą	0,0629	
	2	Po I naprawie	0,0409			Po I naprawie	0,0628	
	3	Po I naprawie	0,0397		20	Przed naprawą	0,0622	
	4	Po I naprawie	0,0436			Po I naprawie	0,0587	
B	5	Przed naprawą	0,0599		21	Przed naprawą	0,0531	
		Po I naprawie	0,0648			Po I naprawie	0,0540	
	6	Przed naprawą	0,0615		G	23	Przed naprawą	0,0670
		Po I naprawie	0,0538				Po I naprawie	0,0664
	7	Przed naprawą	0,0574	H	24	Przed naprawą	0,0541	
		Po I naprawie	0,0580			Po I naprawie	0,0555	
C	8	Przed naprawą	0,0557			J	38	Po II naprawie
		Po I naprawie	0,0463	Po I naprawie	0,0461			
	9	Przed naprawą	0,0571	K	39	Po I naprawie	0,0533	
		Po I naprawie	0,0483			Po II naprawie	0,0509	
	10	Przed naprawą	0,0599	L	52	Po II naprawie	0,0469	
		Po I naprawie	0,0532			Po III naprawie	0,0403	
D	11	Przed naprawą	0,0601	M	69	Po II naprawie	0,0552	
	12	Przed naprawą	0,0520			Po III naprawie	0,0419	
	13	Przed naprawą	0,0504	N	74	Po II naprawie	0,0471	
Po I naprawie		0,0528	Po III naprawie			0,0569		
E	16	Przed naprawą	0,0617			75	Po II naprawie	0,0585
		Po I naprawie	0,0591	Po III naprawie	0,0542			
	17	Przed naprawą	0,0590	P	76	Po II naprawie	0,0474	
		Po I naprawie	0,0566			Po III naprawie	0,0505	
	18	Przed naprawą	0,0529	77	Po II naprawie	0,0513		
		Po I naprawie	0,0530		Po III naprawie	0,0441		
	Wartość minimalna		0,0397	S	46	Po I naprawie	0,0479	
	Wartość maksymalna		0,0670			Po II naprawie	0,0444	
				47	Po I naprawie	0,0501		
					Po II naprawie	0,0436		

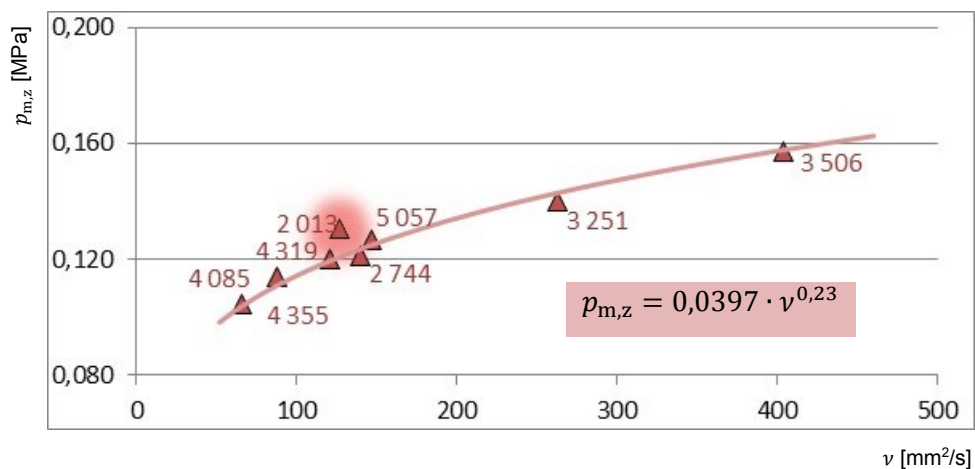
Na rysunkach 1–5 przedstawiono zależności zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości oleju smarowego dla wybranych silników. Obok każdego punktu pomiarowego podano czas pracy silnika od ostatniej naprawy głównej lub od początku eksploatacji, jeżeli silnik nie przechodził jeszcze naprawy głównej.




Silnik nr 11:  przed naprawą główną

Rys. 1. Zależność zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego dla silnika nr 11

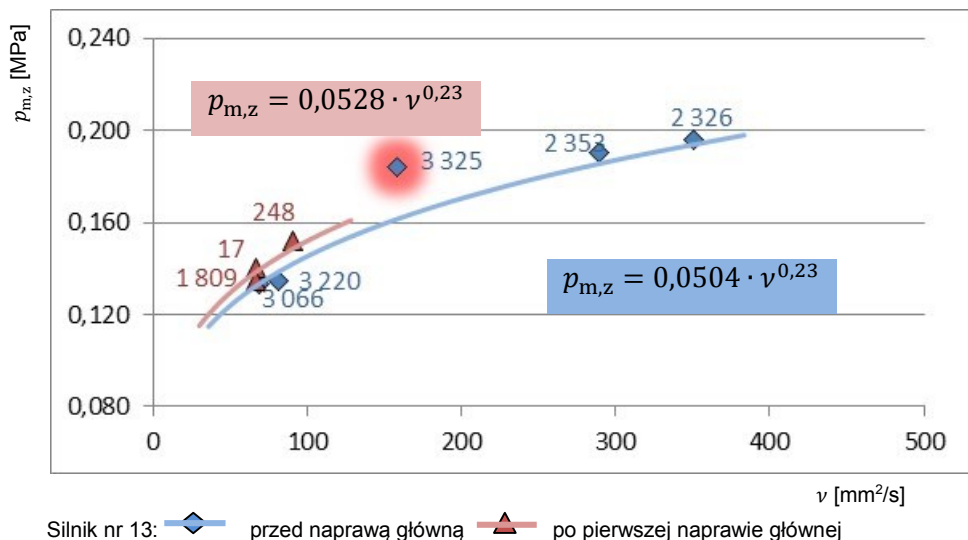
Fig. 1. Dependence of the reduced mean mechanical losses pressure on kinematic viscosity of lubricating oil for engine No. 11



Silnik nr 3:  po pierwszej naprawie głównej

Rys. 2. Zależność zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego dla silnika nr 3

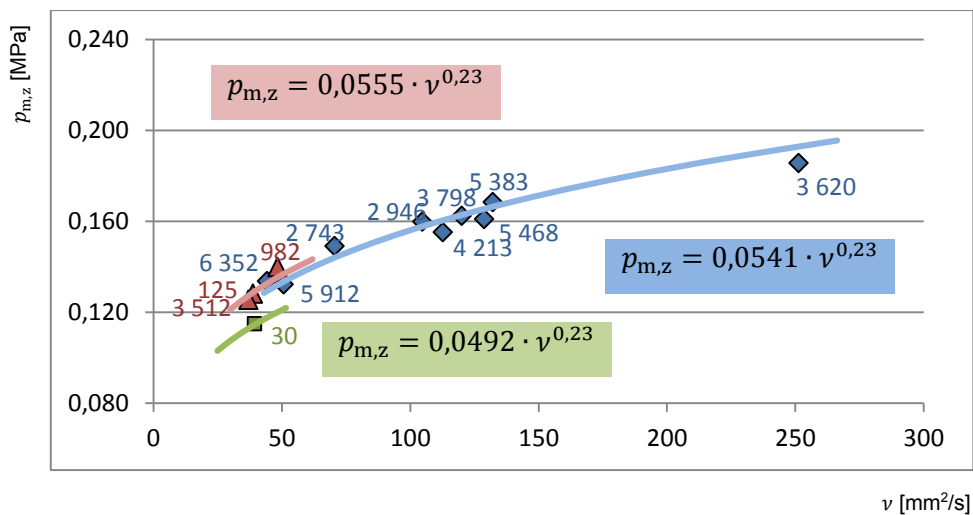
Fig. 2. Dependence of the reduced mean mechanical losses pressure on kinematic viscosity of lubricating oil for engine No. 3



Silnik nr 13: ◆ przed naprawą główną ▲ po pierwszej naprawie głównej

Rys. 3. Zależność zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego dla silnika nr 13

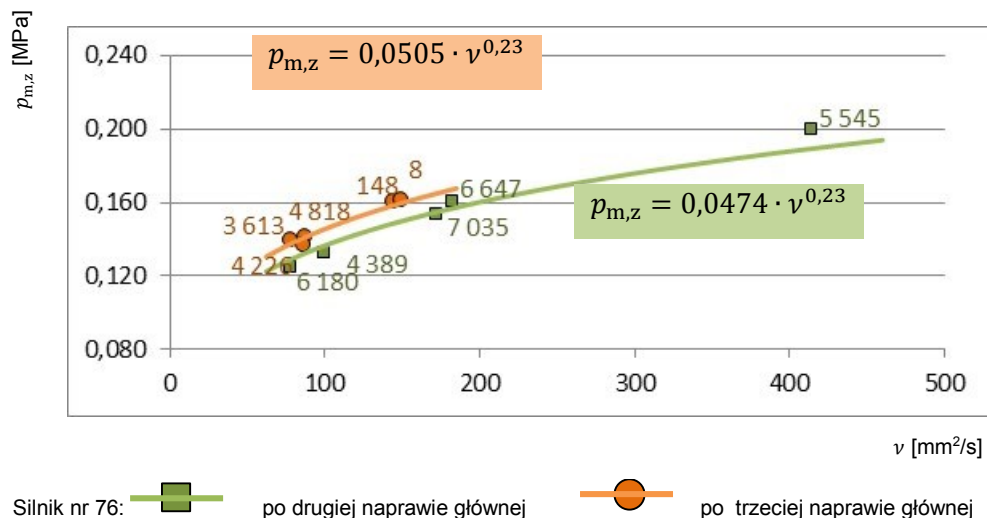
Fig. 3. Dependence of the reduced mean mechanical losses pressure on kinematic viscosity of lubricating oil for engine No. 13



Silnik nr 24: ◆ przed naprawą główną ▲ po pierwszej naprawie głównej
■ po drugiej naprawie głównej

Rys. 4. Zależność zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego dla silnika nr 24

Fig. 4. Dependence of the reduced mean mechanical losses pressure on kinematic viscosity of lubricating oil for engine No. 24



Rys. 5. Zależność zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego dla silnika nr 76

Fig. 5. Dependence of the reduced mean mechanical losses pressure on kinematic viscosity of lubricating oil for engine No. 76

Uzyskane wyniki badań potwierdzają słuszność założenia przyjęcia indywidualnej krzywej regresji dla każdego silnika, a nawet przyjęcia innej krzywej regresji dla jednego silnika po każdej naprawie głównej [Wontka 2008]. Jest to podstawowy warunek, aby średnie ciśnienie strat mechanicznych mogło stać się parametrem diagnostycznym. Dla badanych silników uzyskane współczynniki k_n wahają się od 0,0397 dla silnika nr 3 po pierwszej naprawie głównej do 0,0670 dla silnika nr 23 przed pierwszą naprawą główną. Stosunkowo duże rozbieżności wartości tego współczynnika biorą się z kilku powodów.

Po pierwsze, po montażu każdego silnika i okresie jego docierania parametry struktury układu tłokowo-korbowego determinujące straty mechaniczne kształtują się na określonym poziomie, nieco odmiennym dla każdego silnika. Naprawa silnika wiąże się najczęściej z ponownym honowaniem tulei cylindrowych, wymianą tłoków i pierścieni tłokowych, szlifowaniem i polerowaniem czopów łożysk głównych, korbowych i sworzni tłokowych oraz wymianą półpanwi łożysk. Z punktu widzenia trybologicznego zatem po naprawie głównej otrzymuje się „inny” silnik.

Po drugie, do wyznaczenia lepkości kinematycznej oleju smarowego wykorzystuje się temperaturę oleju na wylocie z silnika, odczytaną z przyrządów kontrolno-pomiarowych, zamontowanych na stałe na każdym silniku, zwyczajowo służących przez cały okres międzyremontowy silnika, po którym są wymieniane na

ręcione lub czujniki rezystancyjne. Powoduje to możliwość powstania pewnego stałego błędu odczytu temperatury, co ma znaczący wpływ na wyznaczenie lepkości kinematycznej oleju, wpływając z kolei na wartość współczynnika k_n . Wymiana czujnika podczas naprawy głównej powoduje powstanie nowego innego stałego błędu odczytu temperatury oleju smarowego.

Po trzecie, samo umiejscowienie czujnika temperatury oleju na różnych okrętach bywa także zróżnicowane. Np. na okrętach A, B, C, D, E, F, N, P i S czujniki usytuowane są bezpośrednio na początku rurociągu wylotowego oleju z silnika, natomiast na pozostałych jednostkach pływających znajdują się przed chłodnicą oleju, czyli od ok. 2 do 5 metrów dalej, gdzie temperatura oleju może się nieco obniżyć. Powoduje to powstanie dodatkowego stałego błędu wyznaczania lepkości oleju smarowego.

Dwa przypadki spośród 283 pomiarów 31 silników zasługują na szczególną uwagę.

Pierwszy z nich dotyczy silnika nr 3. W czasie badań diagnostycznych w 2001 roku po przepracowaniu przez silnik 2013 godzin po naprawie głównej wykryto poważną usterkę w pracy tego silnika. Na jednym z cylindrów wartość ciśnienia sprężania była niższa o 5,5% od wartości średniej z pozostałych cylindrów silnika. Podejrzewano zakleszczenie pierścieni tego cylindra lub wypalone gniazda zaworowe zaworów dolotowych, gdyż nie zarejestrowano wzrostu temperatury spalin z tego cylindra, charakterystycznego dla przypadku wypalenia gniazd zaworowych cylindrów wylotowych. W wyniku weryfikacji stwierdzono całkowite zakleszczenie dwóch górnych tłokowych pierścieni uszczelniających tego cylindra, częściowe zakleszczenie pozostałych pierścieni oraz ślady zatarcia na tłoku i tulei cylindrowej. W tym przypadku granica tarcia mieszanego została na pewno przekroczona, co obrazuje rysunek 2, na którym można zaobserwować, że od krzywej regresji odstaje czerwoną otoczką jeden z punktów pomiarowych.

Nieco odmienny jest przypadek dotyczący silnika nr 13. W trakcie kompleksowych badań diagnostycznych, bazujących na indykowaniu w grudniu 2005 roku, po przepracowaniu przez silnik 3325 godzin od początku eksploatacji nie stwierdzono istotnych anomalii silnika. Zarówno regulacja układu paliwowego, jak i szczelność poszczególnych cylindrów silnika nie budziła zastrzeżeń. Nawet badania przeprowadzone na biegu jałowym nie wykazały niepokojących objawów. Wartość średniego ciśnienia strat mechanicznych pozornie mieściła się w intuicyjnie przyjętej normie.

Jednak po dalszych kilkudziesięciu godzinach pracy silnika doszło do poważnej awarii silnika, polegającej na zatarciu przede wszystkim łożysk głównych i korbowych silnika. W wyniku weryfikacji stwierdzono dodatkowo ślady zużycia patologicznego tłoków i tulei cylindrowych na pozostałych kilku cylindrach silnika. Przyczyną tej awarii według opinii biegłych z komisji awaryjnej było długotrwałe użytkowanie silnika w warunkach rażąco małej lepkości oleju smarowego spowodowanej przedostawaniem się doń paliwa. W trakcie badań diagnostycznych lepkość

oleju smarowego nie była znana ekipie diagnostycznej, w tym autorowi artykułu. Po uwzględnieniu tej lepkości okazało się jednak, że punkt pomiarowy, wyróżniony na rysunku 3 czerwoną otoczką, leży znacznie powyżej krzywej regresji. Świadczy to dobitnie o tym, że już w trakcie badań w grudniu 2005 roku silnik wykazywał oznaki zwiększonego natężenia zużycia lub w tym wypadku może również zużycia patologicznego. Zdarzenie to wpłynęło bezpośrednio na poszukiwanie przez autora skutecznej metody diagnozowania, bazującej na indykowaniu silnika na biegu jałowym, wykorzystującej podstawy naukowe zamiast dotychczas stosowanych metod intuicyjnych.

5. WNIOSKI

Uszkodzenie elementów układu tłokowo-korbowego ma istotny i mierzalny wpływ na straty mechaniczne okrętowego tłokowego silnika spalinowego. Świadczą o tym przykłady wpływu zużycia patologicznego na straty mechaniczne na silnikach okrętowych Sulzer typu 16ASV25/30 nr 3 oraz 6ATL25/30 nr 13.

Zależność zredukowanego średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego jest indywidualną cechą każdego egzemplarza silnika. Współczynnik k_n w równaniu regresji $p_{m,z} = k_n \cdot \nu^{0,23}$ jest różny dla różnych egzemplarzy tego samego typu silnika z rodziny A25. Może się on zmienić dla konkretnego silnika po naprawie głównej.

Zredukowane średnie ciśnienie strat mechanicznych nie lokalizuje jednak jednoznacznie źródeł występowania zawyżonych strat mechanicznych, a jedynie sygnalizuje występowanie w trakcie badań zwiększonego natężenia zużycia albo przekroczenie granicy zużycia normalnego i przejście w stan zużycia patologicznego elementów układu tłokowo-korbowego.

LITERATURA

- Bielawski, P., 2003, *Diagnozowanie maszyn z wykorzystaniem mocy tarcia*, Diagnostyka'29, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Warszawa.
- Drozd, W., 1985, *Metodyka wyznaczania minimalnej dopuszczalnej lepkości oleju w silnikach spalinowych*, rozprawa doktorska, Poznań.
- Drozd, W., 1989, *Analiza wpływu lepkości oleju na przebieg krzywej tarcia w silniku spalinowym*, Silniki Spalinowe, nr 1.
- Goła, M., Januła, J., Litwin, J., 1996, *Laboratorium silników spalinowych*, Kowalewicz, A. (red.), Politechnika Radomska, Radom.
- Serdecki, W., 2002, *Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.
- Serdecki, W., (red.), 2012, *Badania silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.

- Wontka, L., 2008, *Straty mechaniczne silnika a lepkość oleju smarowego w aspekcie diagnostyki okrętowego tłokowego silnika spalinowego*, Diagnostyka, nr 3.
- Wontka, L., 2017, *Straty mechaniczne jako diagnostyczny parameter stanu technicznego okrętowego tłokowego silnika spalinowego*, rozprawa doktorska, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Gdynia.
- Wontka, L., Kniaziewicz, T., 2015, *Modelling of Mechanical Losses in Marine Diesel Engine*, Silniki Spalinowe, vol. 162, nr 3.