

Leszek Wontka¹⁾

WPŁYW LEPKOŚCI OLEJU SMAROWEGO NA STRATY MECHANICZNE OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie. Podczas indykowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego wyznacza się obok innych parametrów również średnie ciśnienie indykowane i moc indykowaną silnika. Indykując silnik na biegu jałowym uzyskuje się miary strat mechanicznych w zbliżonych do rzeczywistych warunkach pracy silnika. W celu określenia jego przydatności do celów diagnostycznych należy uzależnić go m.in. od lepkości oleju smarowego. Artykuł zawiera próbę znalezienia takiej zależności na przykładzie badań okrętowego tłokowego silnika spalinowego.

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

WSTĘP

Zagadnienie wpływu lepkości oleju smarowego na straty mechaniczne tłokowego silnika spalinowego jest dość szeroko przedstawiane w literaturze. Najczęściej jednak głównym aspektem tych rozważań jest albo zwiększenie efektywności pracy silnika poprzez zwiększenie sprawności mechanicznej dzięki optymalizacji lepkości oleju smarowego [1, 2], albo minimalizacja lepkości oleju w niskich temperaturach związana z ułatwieniem rozruchu silnika [3]. Niniejszy artykuł jest próbą znalezienia empirycznej zależności strat mechanicznych od lepkości oleju smarowego w aspekcie diagnostyki okrętowego tłokowego silnika spalinowego.

OKREŚLENIE I MIARY STRAT MECHANICZNYCH TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

W technice pod pojęciem strat mechanicznych rozumie się straty energii maszyny na pokonanie własnych oporów ruchu. W szczególności, straty mechaniczne tłokowego silnika spalinowego określa się jako straty energii wytworzonej w komorze spalania zużytej na pokonanie własnych oporów ruchu silnika. Określenie „straty mechaniczne” ma swoje źródło w wewnętrznym bilansie cieplnym silnika, gdzie energia „stracona” na pokonanie własnych oporów ruchu silnika występuje obok innych strat energii np. strat chłodzenia, czy też strat wylotowych, chociaż „de facto” jest ich składową [5].

¹⁾ Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów, Akademia Marynarki Wojennej, e-mail:wontka@wp.pl

Zgodnie z zasadą d'Alemberta:

$$J \frac{dn}{dt} - M_e(t) + M_o(t) = 0 \quad (1)$$

gdzie: J – moment bezwładności odbiornika mocy zredukowany do osi wału korbowego, n – prędkość obrotowa, t – czas, M_e – moment obrotowy silnika, M_o – moment oporu odbiornika mocy.

$$M_e = M_i - M_m \quad (2)$$

gdzie: M_i – moment indykowany silnika, M_m – moment strat mechanicznych.

Wówczas bezwzględną miarą strat mechanicznych silnika staje się moment strat mechanicznych M_m :

$$M_m = M_i - M_e \quad (3)$$

lub analogicznie moc strat mechanicznych N_m :

$$N_m = N_i - N_e \quad (4)$$

gdzie: N_i – moc indykowana silnika, N_e – moc użyteczna silnika.

Miary te są wygodne w przypadku wyznaczania strat mechanicznych metodą obcego napędu, najczęściej stosowanej w silnikach samochodowych. W przypadku okrętowych tłokowych silników spalinowych będących przedmiotem badań autora, do wyznaczania strat mechanicznych stosuje się metody bazujące na indykowaniu silnika. Wówczas wygodniej jest się posługiwać miarami, które możemy uzyskać z analizy wykresu indykatorowego. Będzie to praca strat mechanicznych L_m definiowana jako różnica pracy indykowanej L_i oraz pracy użytecznej silnika L_e :

$$L_m = L_i - L_e \quad (5)$$

lub średnie ciśnienie strat mechanicznych p_m :

$$p_m = p_i - p_e \quad (6)$$

gdzie: p_i – średnie ciśnienie indykowane silnika, p_e – średnie ciśnienie użyteczne silnika.

Ponieważ średnie ciśnienie strat mechanicznych nie zależy od objętości skokowej silnika, daje ono możliwość bezpośredniego porównywania strat mechanicznych silników różnych wielkości.

Korzystając z zależności (6) konieczne staje się wyznaczenie średniego ciśnienia indykowanego z analizy wykresu indykatorowego oraz średniego ciśnienia użytecznego z pomiaru momentu obrotowego M_e . Zastosowanie dwóch różnych metod pomiaru do wyznaczenia jednej wielkości nie sprzyja minimalizacji błędów pomiarowych. Dlatego też w Instytucie Budowy i Eksploatacji Okrętów (IBiEO) Akademii Marynarki Wojennej stosuje się metodę wyznaczania średniego ciśnienia strat mechanicznych bazującą na indykowaniu silnika na biegu jałowym. Głównymi zaletami tej metody są obok minimalizacji błędów pomiarowych wynikających z jednej me-

tody pomiaru, również łatwość mierzenia oraz rzeczywiste warunki pracy silnika (w przeciwieństwie do metody obcego napędu).

Dla biegu jałowego zachodzi zależność:

$$M_m = M_i - J_s \frac{dn}{dt} \quad (7)$$

gdzie: J_s – moment bezwładności silnika zredukowany do osi wału korbowego.

Wówczas, przy zachowaniu w trakcie pomiaru stałej prędkości obrotowej, zależność (6) przyjmuje postać:

$$p_m = p_i \quad (8)$$

ŹRÓDŁA STRAT MECHANICZNYCH TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Wyróżnić można kilka grup czynników będącymi źródłami strat mechanicznych. W zależności od celu podziału, stopnia uszczegółowienia i metody wyznaczania strat literatura różnie klasyfikuje źródła występowania strat mechanicznych.

Dla okrętowych tłokowych silników spalinowych podział strat mechanicznych przedstawia się następująco [5]:

- straty tarcia (t):
 - w układzie trybologicznym tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC),
 - w łożyskach głównych, łożyskach korbowych, łożyskach sworznia tłokowego oraz w łożyskach turbosprężarki (Ł),
- straty na napęd mechanizmów podwieszonych i rozrząd silnika (Z),
- straty wentylacji (W) obejmujące oddziaływane otoczenia na ruchome części silnika.

Wówczas:

$$p_m = p_{TPC} + p_{\text{Ł}} + p_W + p_Z = p_t + p_W + p_Z \quad (9)$$

gdzie: $p_t = p_{TPC} + p_{\text{Ł}}$ – średnie ciśnienie strat tarcia, p_{TPC} – średnie ciśnienie tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC), $p_{\text{Ł}}$ – średnie ciśnienie tarcia w łożyskach głównych i korbowych silnika, $p_W + p_Z$ – średnie ciśnienie strat wentylacyjnych oraz strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika.

W przypadku, gdy straty mechaniczne wyznaczone są metodą wybiegu, metodą kolejnego wyłączania cylindrów lub metodą obcego napędu, występują jeszcze stosunkowo niewielkie straty wymiany ładunku.

Procentowy rozkład strat mechanicznych poszczególnych podzespołów silnika zależy przede wszystkim od konstrukcji silnika oraz od metody wyznaczania strat.

Regułą jest, że wraz ze wzrostem objętości skokowej silnika, rośnie udział procentowy strat tarcia p_r , a maleją straty na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrzędu silnika. Metody wyznaczania strat mechanicznych bazujących na indykowaniu silnika również sprawiają, że udział procentowy strat tarcia p_t jest większy kosztem strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrzędu silnika, niż przy wyznaczaniu ich metodą obcego napędu.

Dla okrętowych tłokowych silników spalinowych udział procentowy poszczególnych strat mechanicznych wyznaczanych metodą indykowania na biegu jałowym przedstawia się następująco [5, 6]: p_{TPC} – średnie ciśnienie tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC) — 50–75%, p_L – średnie ciśnienie tarcia w łożyskach głównych i korbowych silnika — 15–25%, $p_w + p_z$ – średnie ciśnienie strat wentylacyjnych oraz strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrzędu silnika — 5–15%.

ZALEŻNOŚĆ STRAT MECHANICZNYCH OD LEPKOŚCI OLEJU SMAROWEGO

Średnie ciśnienie strat mechanicznych silnika jest funkcją wielu zmiennych:

$$p_m = f(M_e, n, v, T_{ol}, d) \quad (10)$$

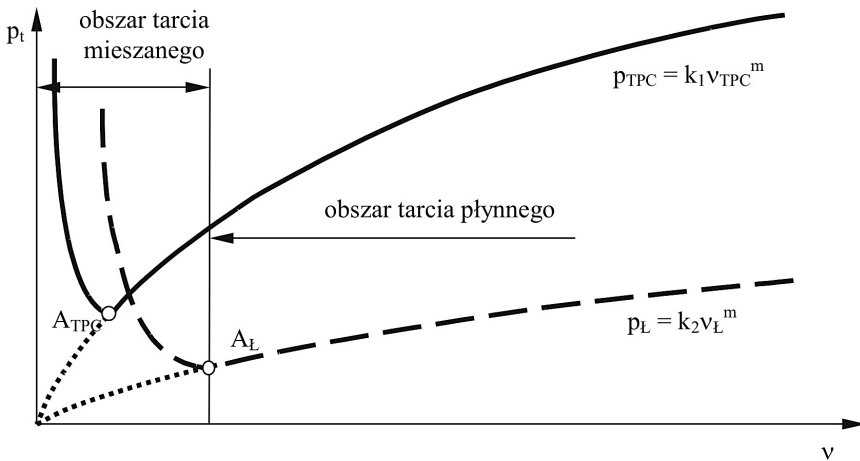
gdzie: n – prędkość obrotowa silnika, M_e – moment obrotowy silnika, v – lepkość kinematyczna oleju smarowego, T_{ol} – temperatura oleju smarowego, d – parametry struktury konstrukcyjnej układu tłokowo-korbowego oraz mechanizmów podwieszonych i rozrzędu silnika.

Do opisu zależności strat mechanicznych silnika tłokowego od lepkości oleju smarowego będących tematem niniejszych rozważań wykorzystano model oparty na krzywej Stribeck [1, 4, 6]. Przy założeniu, że tarcie w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC) poza punktami zwrotnymi tłoka jest tarcie płynnym jak przy smarowaniu hydrodynamicznym, to występuje analogiczne oddziaływanie jak przy smarowaniu i tarcie w łożyskach hydrodynamicznych. Zatem dla stałego obciążenia silnika oraz prędkości obrotowej współczynnik tarcia μ a co za tym idzie średnie ciśnienie strat tarcia p_t będzie proporcjonalne do lepkości kinematycznej v oleju smarowego w poszczególnych węzłach tarcia:

$$p_t = \sum_{i=1}^j k_i v_i^m \quad (11)$$

gdzie: k_i – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, v_i – lepkość kinematyczna oleju smarowego w i -tym punkcie tarcia, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie, j – ilość rozpatrywanych węzłów tarcia.

Na rysunku 1 porównano przebieg krzywej Stribecka przy różnych wartościach lepkości oleju smarowego dla dwóch par trących: tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa i łożysk silnika w układzie współrzędnych średnie ciśnienie strat tarcia p_t – lepkość kinematyczna v . Dla pełnego zobrazowania trybologicznego silnika należałoby przedstawić osobną krzywą dla każdej pary trącej tzn. uwzględnić liczbę cylindrów, jak i liczbę oraz rodzaj łożysk. Jak wynika z rysunku wartość lepkości granicznej tarcia mieszanego dla układu tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa jest mniejsza niż dla łożysk silnika, dlatego o granicy obszaru tarcia płynnego w sumarycznych stratach tarcia decyduje graniczna lepkość dla łożysk silnika.



Rys. 1. Porównanie przebiegu krzywej Stribecka przy różnych wartościach lepkości oleju smarowego dla dwóch par trących: tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa i łożysk silnika w układzie współrzędnych średnie ciśnienie strat tarcia – lepkość kinematyczna:

p_{TPC} – średnie ciśnienie strat tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa, p_L – średnie ciśnienie strat tarcia w łożyskach silnika, v_{TPC} – lepkość kinematyczna oleju smarowego na gładzi cylindra, v_L – lepkość kinematyczna oleju smarowego w łożyskach, k_1 i k_2 – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany przebiegu w stosunku do stacjonarnie obciążonego łożyska, A_{TPC} – wartość graniczna dla tarcia płynnego w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa, A_L – wartość graniczna dla tarcia płynnego w łożyskach silnika

Ponieważ zależność (11) nie uwzględnia strat spowodowanych oporami wentylacyjnymi oraz strat na pokonanie oporów tarcia mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika, a także w warunkach eksploatacyjnych nie jest możliwe wyznaczenie lepkości oleju smarowego w każdym węzle tarcia, wprowadza się dodatkowe założenia upraszczające. Otóż 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 (11) przyjmuje postać:

$$p_m = kv^m \quad (12)$$

gdzie: k – wypadkowa stała proporcjonalności zależna od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, v – lepkość kinematyczna oleju smarowego na wylocie z silnika, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie.

Do wyznaczenia lepkości oleju smarowego w określonej temperaturze wykorzystano wzór Walthera wykorzystujący lepkości oleju w temperaturze 40°C i 100°C dostępne w eksploatacji z aktualnych analiz oleju:

$$\log \log(v + 0,8) = -a \cdot (\log 313 - \log T) + \log \log(v_{40} + 0,8) \quad (13)$$

gdzie: v – lepkość kinematyczna oleju smarowego w określonej temperaturze na wylocie z silnika [mm^2s^{-1}], T – temperatura oleju na wylocie z silnika [K], a – współczynnik kierunkowy:

$$a = \frac{\log \log(v_{40} + 0,8) - \log \log(v_{100} + 0,8)}{\log 313 - \log 373} \quad (14)$$

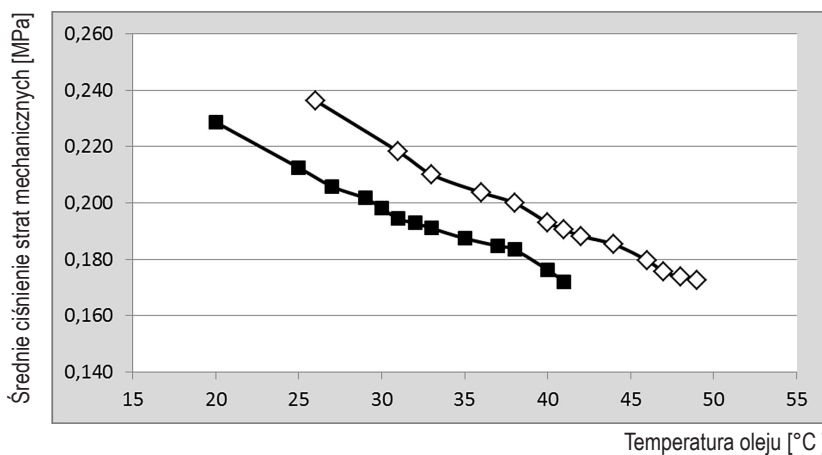
gdzie: v_{40} – lepkość kinematyczna oleju smarowego w temperaturze 40°C [mm^2s^{-1}],
 v_{100} – lepkość kinematyczna oleju smarowego w temperaturze 100°C [mm^2s^{-1}].

BADANIA NA STANOWISKU LABORATORYJNYM OKRĘTOWEGO TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

W celu weryfikacji modelu (12) przeprowadzono w IBiEO m.in. badania na stanowisku okrętowego tłokowego silnika spalinowego SULZER typu 6AL20/24 o mocy nominalnej 420 kW. Badania polegały na indykowaniu silnika pracującego na biegu jałowym podczas podgrzewania i rejestrowaniu temperatury oleju smarowego w silniku (rys. 2).

Po wyznaczeniu lepkości oleju dla poszczególnych temperatur z zależności (13) i (14) dokonano aproksymacji punktów pomiarowych z zależności (12) (rys.3). Badania przeprowadzono dla oleju smarowego zużytego CC SAE 40 o lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C $v_{40} = 89 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ i lepkości kinematycznej w temperaturze 100°C $v_{100} = 10,97 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ oraz dla oleju smarowego świeżego CC SAE 40 o lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C $v_{40} = 134 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ i lepkości kinematycznej w temperaturze w temperaturze 100°C $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

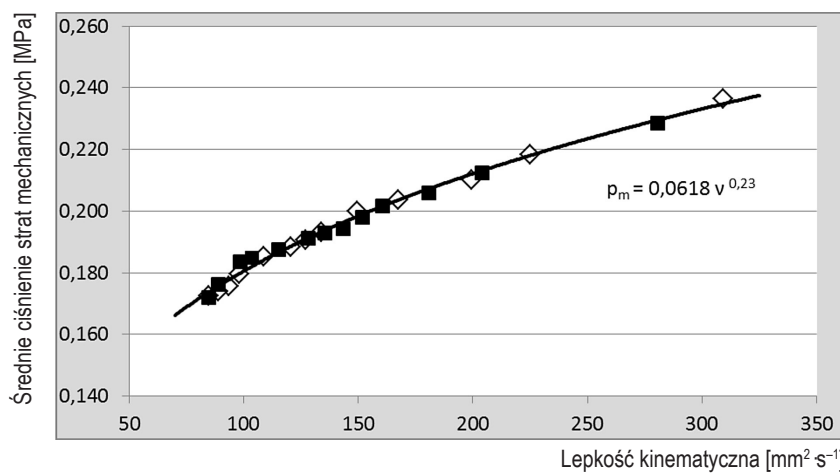
Z rysunku 3 wynika, że punkty pomiarowe po wyznaczeniu lepkości w odpowiednich temperaturach pomiaru dla oleju zużytego i oleju świeżego CC SAE 40 leżą w pobli-



Olej smarowy CC SAE 40: świeży $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, $v_{40} = 134 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
 zużyty $v_{100} = 10,97 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, $v_{100} = 89 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Rys. 2. Zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od temperatury oleju smarowego

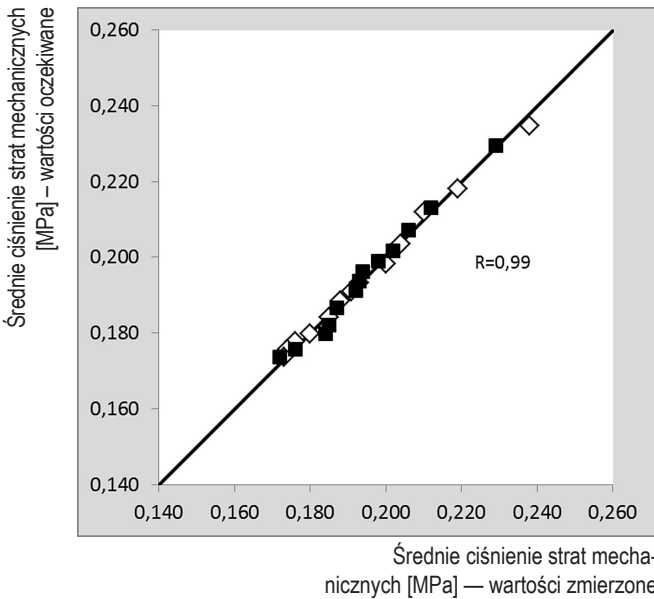
zu wspólnej krzywej wyznaczonej z aproksymacji punktów pomiarowych o równaniu $p_m = 0,0618v^{0,23}$. Badania przeprowadzone w IBiEO na silnikach różnych typów dowodzą, że stosując powyższą metodę wyznaczania strat mechanicznych wykładnik potęgowy m uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie waha się w dość wąskich granicach 0,22–0,25, natomiast stała proporcjonalności k zależna od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej różni się dość znacznie, nawet wśród populacji silników tego samego typu [7].



Olej smarowy CC SAE 40: świeży $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, $v_{40} = 134 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
 zużyty $v_{100} = 10,97 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, $v_{100} = 89 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Rys. 3. Zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego

Na rysunku 4 przedstawiono linię rozrzutu wartości oczekiwanych i zmierzonych średniego ciśnienia strat mechanicznych. Otrzymany współczynnik korelacji wynosi $R = 0,99$. Można więc przyjąć, że zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości oleju smarowego podczas badania silnika w warunkach laboratoryjnych jest zależnością funkcyjną i nie zależy od lepkości początkowej oleju (w ramach jednej klasy lepkości wg klasyfikacji lepkościowej SAE). Oznacza to, że istnieją przesłanki, żeby średnie ciśnienie strat mechanicznych mogło stać się parametrem diagnostycznym okrętowego tłokowego silnika spalinowego, przy zachowaniu odpowiednich procedur podczas badań silników w warunkach eksploatacyjnych.



Rys. 4. Linia rozrzutu średniego ciśnienia strat mechanicznych

WNIOSKI

Przedstawione wyniki badań skłaniają do przedstawienia następujących wniosków:

1. Istnieje funkcyjna zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego.
2. Różna wartość lepkości początkowej oleju smarowego w ramach jednej klasy oleju wg klasyfikacji lepkościowej SAE nie wpływa istotnie na krzywą zależności strat mechanicznych od lepkości oleju w zakresie temperatur oleju 20–50°C.
3. Wskazane jest przeprowadzenie badań na większej populacji silników w warunkach eksploatacyjnych.

LITERATURA

1. Drozd W., Metodyka wyznaczania minimalnej dopuszczalnej lepkości oleju w silnikach spalinowych. Praca doktorska, Poznań 1985.
2. Krzymień A., Krzymień P., Możliwości ograniczenia strat tarcia w łożyskach mechanizmu korbowego. Mechanika. Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej 7-M/2008, Kraków 2008.
3. Krzymień A., Krzymień P., Wpływ rodzaju oleju na straty tarcia pierścieni tłokowych w czterosuwowym silniku samochodowym w warunkach rozruchu, Eksploatacja Silników Spalinowych/PAN oddz. w Lublinie. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa; Politechnika Szczecińska. Wydział Mechaniczny, 2002.
4. Kozłowiecki H., Łożyska tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
5. Wanszeidt W.A.: Sudowyje dwigateli wnutriennogo sgoranija, Sudostrojenije, Lenin-grad 1977.
6. Włodarski J.K.: Podstawy eksploatacji maszyn okrętowych - tarcie i zużycie, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, 2006.
7. Wontka L., Wykorzystanie średniego ciśnienia indykowanego do oceny strat mechanicznych tłokowego silnika spalinowego w eksploatacji, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, Gdynia 2009.

INFLUENCE OF THE LUBRICATING OIL VISCOSITY FOR MECHANICAL LOSSES OF RIC ENGINE

Abstract

Possibilities of indicated pressure measurements using to asses mean indicated pressure of RIC engines has been presented in this paper. Looking at the RIC engine as a generalized friction centre, we could say that mechanical losses may be used as a tool to asses its technical condition. Mean indicated pressure on idle speed is as a fact equal to mean pressure of a mechanical losses and it is enough to make diagnosis about technical state of the engine cylinder-piston groups and bearings. But to make the diagnosis more accurate it is necessary to analyze mean pressure of mechanical losses as a function of lubricating oil viscosity.

Key words: marine diesel engine, mean indicated pressure, mechanical losses.