

DIAGNOZOWANIE MASZYN Z WYKORZYSTANIEM MOCY TARCIA

Piotr BIELAWSKI

Wyższa Szkoła Morska w Szczecinie, Zakład Diagnostyki i Remontów Maszyn Okrętowych
ul. Podgórna 51/53, 70-205 Szczecin, tel. (0-91) 431 85 41, e-mail: pbielaws@wsm.szczecin.pl

Streszczenie

Wskazano, że przyrost mocy tarcia jest istotną miarą intensywności procesów zużycia zachodzących w węzłach tribologicznych maszyny. Przedstawiono równanie mocy maszyny i wynikające z niego równanie momentów maszyny. Wskazano na sprawność, przyspieszenie kątowe i moment zewnętrzny jako na symptomy mocy tarcia. Wyprowadzono równania momentów dla maszyn wleczonych, silników pracujących bez obciążenia zewnętrznego ze stałą prędkością obrotową, silników pracujących bez obciążenia zewnętrznego podczas ich rozpędzania i wybiegu. Dokonano oceny poszczególnych metod diagnostowania zmian mocy tarcia.

Słowa kluczowe: diagnostowanie maszyn, tarcie, przyspieszenie kątowe wału

MACHINE DIAGNOSING WITH USING OF FRICTION POWER

Summary

In paper was indicated that rising of friction power is essential measure of wearing process intensity in tribological junctions of machine. The equation of machine power and consequent equation of machine torques were presented.

Efficiency and angular acceleration as symptoms of friction power were indicated. There were deduced equations of torques for hauled machines, engines work without external load and with constant rotation speed, engines work without external load during acceleration and deceleration. The estimation of each method of friction power changing diagnosing was made.

Key words: machine diagnosing, friction, shaft angle acceleration

WSTĘP

Czynnikiem determinującym efektywność maszyn jest strata mocy powodowana tarciami. Efektem tarcia jest zużycie tribologiczne. Wielkością łączącą efektywność maszyny i intensywność procesów zużycia w niej zachodzących może być moc tarcia. Diagnostowanie na podstawie mocy tarcia wymaga doskonalenia modeli i metod pomiarów symptomów mocy tarcia. Działania takie najlepiej prowadzić dla najbardziej skomplikowanych pod względem kinematycznym maszyn – wielocylindrowych maszyn z mechanizmem tłokowo-korbowym.

1. TERMODYNAMIKA WĘZŁA TRIBOLOGICZNEGO

Dla zamkniętego układu termodynamicznego przyrost energii wewnętrznej ΔU [8, 13] (wymianę energii między stanem 1 i 2) można opisać zależnością:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = Q_{1-2} + A_{1-2} \text{ lub } dU = dQ + dA \quad (1)$$

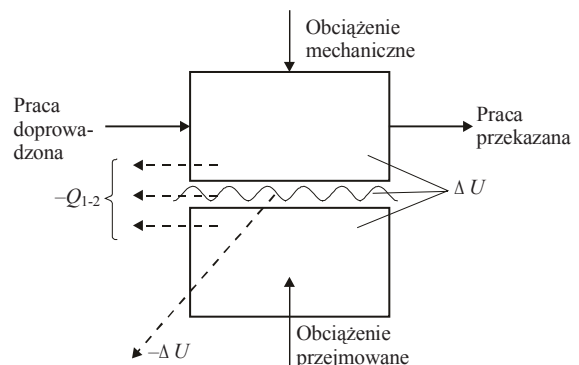
gdzie:

A_{1-2} – praca techniczna wykonana między stanami 1 i 2,

Q_{1-2} – ciepło wymienione między stanami 1 i 2,

U_1, U_2 – energia wewnętrzna stanów 1 i 2.

W węzłach tribologicznych maszyn dochodzi do wymiany energii z otoczeniem. Takie węzły są układami/systemami termodynamicznymi **otwartymi**, rys. 1.



Rys. 1. Węzeł tribologiczny jako otwarty system termodynamiczny
(opracowanie własne na podstawie [8, 13])

Formami wymienionej energii są: praca techniczna $A_{1-2} =$ praca tarcia W_R [J], entalpia [J], energia wewnętrzna U [J], ciepło Q [J]. Praca tarcia

jest różnicą między pracą doprowadzoną a pracą przekazaną.

W otwartym systemie termodynamicznym zależność między wymienionymi formami energii ujmuje się następująco [8, 13]

$$W_R = \Delta U + \Delta H + Q_{1-2} \quad (2)$$

gdzie:

ΔH – zmiana entalpii,
 ΔU – przyrost energii wewnętrznej [J],
 Q_{1-2} – ciepło odprowadzane z systemu tribologicznego [J].

Ponieważ $\Delta H = i \Delta m$ (3)

gdzie:

i – entalpia właściwa [J/kg],
 Δm – przyrost masy cząstek produktów zużycia [kg],

stąd $W_R = \Delta U + i \cdot \Delta m + Q_{1-2}$ (4)

lub $\Delta m = \frac{-\Delta U - Q_{1-2} + W_R}{i}$ (5)

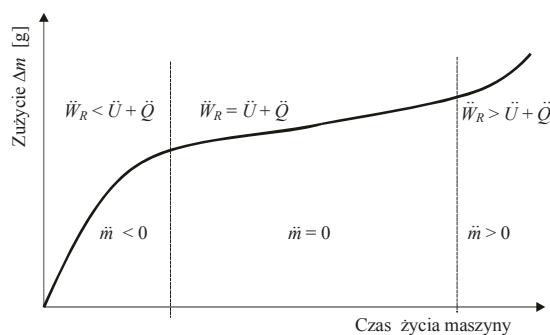
Z równania (5) wynika, że w systemie tribologicznym nie występuje zużycie, jeżeli występująca praca tarcia nie przekracza sumy przyrostu energii wewnętrznej i odtransportowanego ciepła [8].

Zmianę masy produktów zużycia w czasie, rys. 2, najlepiej charakteryzuje zależność [13]

$$\ddot{m} = \frac{-\ddot{U} - \ddot{Q} + \ddot{W}_R}{i} \quad (6)$$

gdzie:

$\ddot{m}, \ddot{U}, \ddot{W}_R$ – drugie pochodne po czasie m, U, W_R .



Rys. 2. Krzywa Lorenza [13]

Z dotychczasowych rozważań można wnioskować, że zmiana w czasie straty mocy \ddot{W}_R maszyny, powodowanej tarciami w węzłach tribologicznych, może być miarą intensywności procesów zużycia w węzłach tribologicznych tejeż maszyny; przy ocenie intensywności procesów zużycia na podstawie strat mocy należy jednak brać pod uwagę (uwzględnić) zmiany mocy

odprowadzonej w formie ciepła i mocy zużytej na wzrost energii wewnętrznej.

2. SPRAWNOŚĆ MECHANICZNA, BILANS MOCY I RÓWNANIE MOMENTÓW

Moc tarcia w ruchu obrotowym jest określona jeżeli znany jest moment tarcia i prędkość obrotowa. Względna miarą mocy tarcia jest sprawności mechaniczna maszyny.

Sprawność mechaniczna η_m

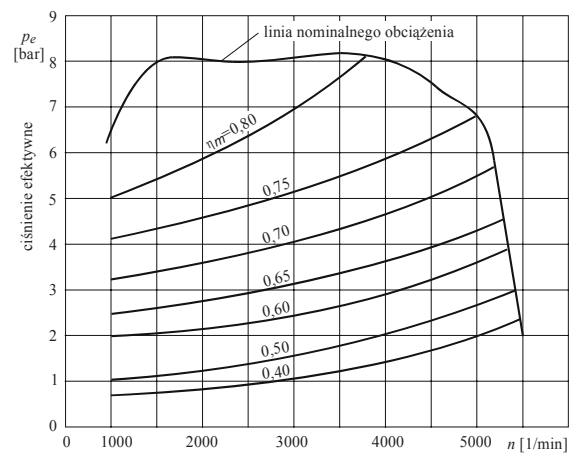
$$\eta_m = \frac{N_{we} - N_R}{N_{we}} \quad (7)$$

gdzie:

N_{we} – moc na wejściu maszyny (np. moc indykowana),

N_R – moc tarcia.

Sprawność mechaniczna tłokowych silników spalinowych znajdujących się w dobrym stanie technicznym wynosi $\eta_m = 70 \div 90\%$. Oznacza to, że $10 \div 30\%$ mocy wewnętrznej tracone jest przez tarcie, z czego $50 \div 60\%$ przypada na węzeł pierścienie tłokowe-tuleja, a $15 \div 35\%$ na łożyska główne i korbowe. $5 \div 10\%$ mocy tracone jest w węzłach tribologicznych pomp olejowych, paliwowych i rozrządu [16]. Sprawność mechaniczna silnika spada wraz ze spadkiem obciążenia, rys. 3.



Rys. 3. Przykładowa charakterystyka samochodowego silnika o ZS (zależność sprawności mechanicznej od ciśnienia efektywnego i prędkości obrotowej) [15]

Dla silnika tłokowego równanie (bilans) mocy przedstawia się następująco [5, 18]

$$p_{gaz} \cdot A_t \cdot \dot{s} - M_u \cdot \dot{\alpha} - M_R \cdot \dot{\alpha} = \frac{dE_p}{dt} + \frac{dE_k}{dt} \quad (8)$$

gdzie:

p_{gaz} – ciśnienie gazów w cylindrze,
 A_t – powierzchnia tłoka,
 s – skok tłoka,
 M_u – moment użyteczny,
 α – kąt obrotu wału korbowego,
 M_R – moment tarcia,

E_p – energia potencjalna,
 E_k – energia kinetyczna.

Uwzględniając, że:

– zmiana energii potencjalnej istotna jest dla dużych silników. Dla mniejszych jest pomijalnie mała;

– energia kinetyczna $E_k = \frac{1}{2} \theta \cdot \dot{\alpha}^2$

gdzie: θ – masowy moment bezwładności
 równanie mocy można sprowadzić do równania momentów w postaci [5,18]:

$$\theta \cdot \ddot{\alpha} = M_g - M_u - M_R - \frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (9)$$

3. METODY DETEKCJI SYMPTOMÓW MOCY TARCIA

Z równania momentów wynika, że wyznaczenie momentu tarcia wymaga pomiaru momentu gazowego, momentu użytecznego, prędkości i przyspieszenia kąowego oraz wymaga znajomości momentu bezwładności. Celem ograniczenia liczby mierzonych wielkości badań momentu tarcia dokonuje się w specyficznych warunkach w odniesieniu do prędkości obrotowej, obciążenia zewnętrznego i momentu napędzającego. Należy

przy tym uwzględnić to, że moment $\frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2$ wprowadza nierównomierności w prędkości obrotowej, ale jego wartość średnia jest równa 0.

3.1. Wyznaczanie momentu tarcia wlezonego silnika/napędzanej maszyny

Dla silników bez obciążenia zewnętrznego moment użyteczny $M_u = 0$. Warunek taki jest słuszny dla maszyn bez wału rozrządu i zintegrowanych urządzeń pomocniczych. W pozostałych przypadkach moment tarcia obejmuje również momenty oporowe wału rozrządu i innych maszyn i mechanizmów zawieszonych na silniku pobierających moc z wału korbowego.

Dla maszyn (pomp, sprężarek) i silników wlezonych¹ ze stałą średnią prędkością przyłożony średni moment zewnętrzny napędzający M_z jest równy momentowi tarcia (z zastrzeżeniem jak wyżej). Równanie (9) przyjmuje postać

$$M_z = M_R; \quad \theta \cdot \ddot{\alpha} = 0, \quad M_u = 0, \quad M_g = 0 \quad (10)$$

Jeżeli w cylindrach odbywa się sprężanie i rozprężanie gazu to

$$M_z = M_R + M_s = M_{R+S} \quad (11)$$

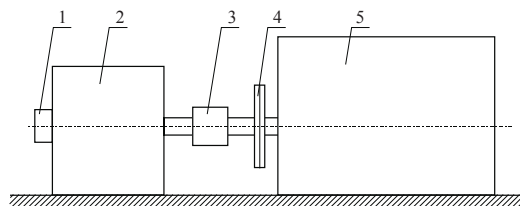
gdzie:

M_s – moment strat przemian termodynamicznych. Można go oszacować na podstawie wykresów indykatorowych.

Chwilowy moment zewnętrzny napędzanej maszyny/wlezonego silnika przy $n = \text{const}$

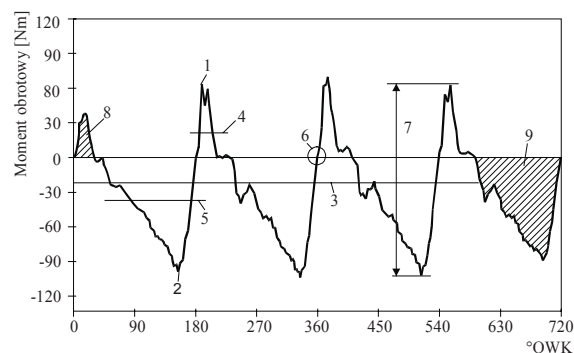
$$M_z = M_{R+S} + \frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \dot{\alpha}^2 \quad (12)$$

Pomiaru chwilowego momentu obrotowego dokonuje się w zależności od kąta obrotu wału korbowego, rys. 4.



Rys. 4. Schemat układu do pomiaru przebiegu momentu obrotowego: 1 – przetwornik kąta obrotu, 2 – silnik elektryczny napędzający, 3 – przetwornik momentu obrotowego, 4 – sprzęgło, 5 – maszyna/silnik wleczony [11]

Wartość średnia całkowita momentu jest z pewnym przybliżeniem miarą strat tarcia w silniku². Wartości średnie ujemne i dodatnie, jak również pola pod krzywymi, są miarą pobieranego lub oddawanego momentu przez maszynę. Przejścia przez wartość zerową umożliwiają wykrywanie odchyłek, które powodują przesunięcia fazowe, np. przesunięcie fazowe między wałem rozrządu i wałem korbowym, rys. 5.



Rys. 5. Przykładowy przebieg momentu obrotowego i estymaty przebiegu: 1 – wartość maksymalna, 2 – wartość minimalna, 3 – wartość średnia całkowita, 4 – wartość średnia dodatnia, 5 – wartość średnia ujemna, 6 – punkty przejścia przez wartość zerową, 7 – wartość międzyszczytowa, 8 – pole dodatnie, 9 – pole ujemne [11]

Przy pomiarze momentu obrotowego wykorzystuje się zjawisko deformacji wału pod

¹ Silnik spalinowy wleczony – wał silnika obracany jest nie momentem od siły spalania (brak procesu spalania), ale momentem zewnętrznym wytwarzanym przez dołączony silnik, np. elektryczny.

² Moment obrotowy przyłożony do wlezionej maszyny zużywany jest na pokonanie momentów tarcia w węzłach maszyny oraz na pokonanie oporów przepływu olejów i wyrównanie strat przemian termodynamicznych sprężania i rozprężania powietrza i strat histerezy w elementach sprężystych.

wpływem naprężeń wywołanych momentem skręcającym. Mierzy się kąt skręcenia, najczęściej specjalnego odcinka wału. Odcinek taki może być zredukowany do pary kołnierzy (dwóch tarcz) instalowanych między kołnierze sprzęgła silnika napędzającego i wleczonej (napędzanej) maszyny. Pomiar kąta skręcenia odcinka pomiarowego może odbywać się za pomocą tensometrów, przetworników indukcyjnych, pojemnościowych z wykorzystaniem efektu magnetoelastycznego, fal powierzchniowych itp. Doprowadzanie napięcia zasilającego przetwornik oraz odprowadzanie napięcia – sygnału mierzonego do i z wirującego odcinka wału może się odbywać za pomocą pierścieni ślizgowych, układu transformatorów, sygnałów radiowych lub sygnałów w podczerwieni [9]. Dokładną analizę metod pomiarowych można znaleźć np. w pracach [1, 3].

Moment obrotowy można wyznaczyć również z pomiarów napięcia i natężenia prądu pobieranego przez napędzający synchroniczny silnik elektryczny. Moc na wale jest wtedy iloczynem mocy elektrycznej i sprawności silnika elektrycznego.

3.2. Pomiar sprawności mechanicznej maszyny bez obciążenia zewnętrznego podczas rozpędzania i wybiegu

W warunkach bez obciążenia zewnętrznego moment użyteczny jest równy 0. Podczas rozpędzania lub wybiegu obserwuje się wartości dla średniej prędkości cyklu pracy maszyny co powoduje, że moment $\frac{1}{2} \frac{d\theta}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 = 0$. Stąd równanie momentów dla maszyny bez obciążenia zewnętrznego podczas:

rozpędzania

$$\theta \cdot \ddot{\alpha} = M_{\text{gaz}} - M_R \quad (13)$$

wybiegu

$$M_R = \theta \cdot \ddot{\alpha} \quad (14)$$

Przyspieszenie kątowe wyznacza się na podstawie przebiegu prędkości kątowej lub obrotowej w funkcji czasu. Rejestrowana jest prędkość średnia jednego obrotu wału. Przebieg prędkości kątowej jako funkcji czasu podczas rozpędzania i wybiegu przedstawiono na rysunku 6.

Przyspieszenie kątowe podczas rozpędzania:

$$\varepsilon_r = \ddot{\alpha}_r = \frac{d\omega_r}{dt_r} = \frac{\Delta\omega_r}{\Delta t_r}$$

Przyspieszenie (opóźnienie) kątowe podczas wybiegu:

$$\varepsilon_w = \ddot{\alpha}_w = \frac{d\omega_w}{dt_w} = \frac{\Delta\omega_w}{\Delta t_w}$$

Sumę momentu tarcia oraz momentu strat przemian termodynamicznych można wyznaczyć z zależności:

$$M_{R+S} = \varepsilon_w \cdot \theta \quad (15)$$

Zredukowany do osi wału korbowego moment bezwładności θ można wyliczyć lub wyznaczyć doświadczalnie [2]:

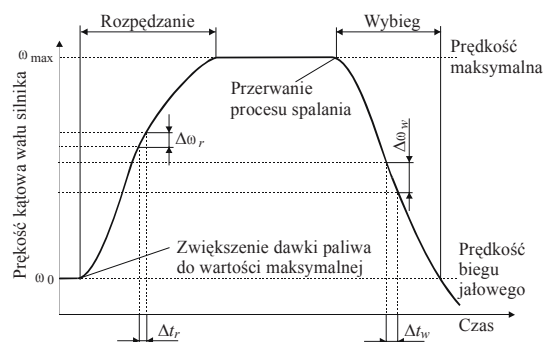
$$\theta = \Delta\theta \frac{\Delta T}{\Delta T_1 - \Delta T} \quad (16)$$

gdzie:

$\Delta\theta$ – moment bezwładności dodatkowej tarczy,

ΔT – czas wybiegu bez dodatkowej tarczy,

ΔT_1 – czas wybiegu z dodatkową tarczą.



Rys. 6. Przebieg prędkości kątowej podczas rozpędzania i wybiegu silnika [10]

Sprawność mechaniczną można wyznaczyć na podstawie przyspieszenia rozpędzania i wybiegu

$$\eta_m = \frac{M_{\text{gaz}} - M_{R+S}}{M_{\text{gaz}}} \quad (17)$$

$$\begin{cases} \theta \cdot \varepsilon_r = M_{\text{gaz}} - M_{R+S} \\ \theta \cdot \varepsilon_w = M_{R+S} \end{cases} \quad (18)$$

stąd

$$\theta \cdot \varepsilon_r = M_{\text{gaz}} - \theta \cdot \varepsilon_w \quad (19)$$

$$M_{\text{gaz}} = \theta(\varepsilon_r + \varepsilon_w) \quad (20)$$

$$\eta_m = \frac{\theta \cdot \varepsilon_r}{\theta(\varepsilon_r + \varepsilon_w)} = \frac{\varepsilon_r}{\varepsilon_r + \varepsilon_w} \quad [17] \quad (21)$$

Ponieważ

$$\eta_m = f(n)$$

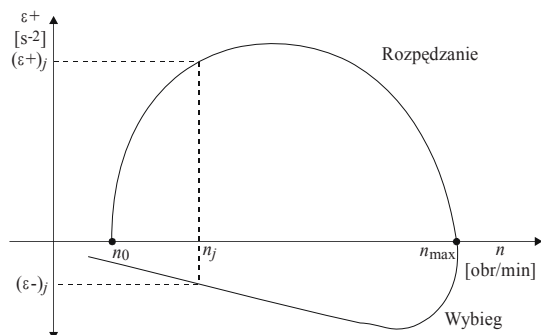
konieczne są przebiegi

$$\varepsilon = f(n).$$

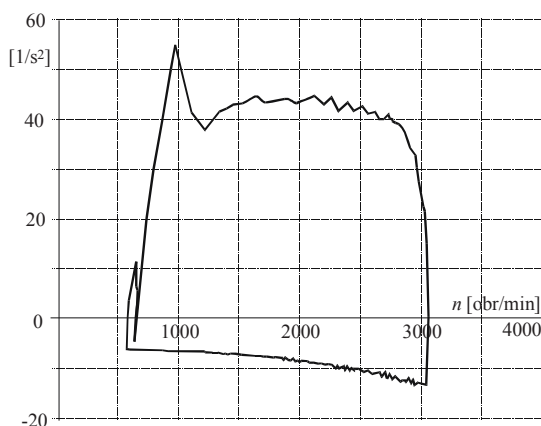
Otrzymuje się je w wyniku różniczkowania przebiegów prędkości po czasie. Możliwy jest również bezpośredni pomiar przyspieszeń kątowych np. za pomocą specjalnych przetworników wiropędowych (zasada ferrari). Przebiegi przyspieszeń kątowych w funkcji prędkości obrotowej przedstawiono na rysunku 7 i 8. Sprawność mechaniczna wyliczona z takich przebiegów przyspieszeń jest sprawnością przy obciążeniu nominalnym (maksymalnym).

W literaturze, np. [14] przedstawione powyżej charakterystyki dynamiczne – przebiegi przyspieszeń kątowych w funkcji prędkości obrotowej nazywane są również „portretami fazowymi silnika”. Rozróżnia się charakterystyki (portrety) wykonywane podczas rozruchu i wybiegu (od prędkości obrotowej $n = 0$ do prędkości biegu

jałowego (rozruch) i od prędkości biegu jałowego do $n = 0$ (wybieg) oraz podczas akceleracji i dezakceleracji (od prędkości biegu jałowego do prędkości nominalnej (akceleracja) i od prędkości nominalnej do prędkości biegu jałowego (dezakceleracja)).



Rys. 7. Przebiegi przyspieszeń kątowych w zależności od prędkości obrotowej [17]



Rys. 8. Przebieg charakterystyki dynamicznej (przyspieszeń kątowych) silnika S359 dla nastaw nominalnych [12]

3.3. Wyznaczanie momentu tarcia w warunkach stałej średniej prędkości obrotowej i bez obciążenia zewnętrznego

Uwzględniając, że w silnikach tłokowych suma składowych stycznych T sił masowych T_m i gazowych T_G działa na wykorbienie o promieniu r powodując moment

$$M_{(G+M)} = (T_G + T_M) \cdot r \quad (22)$$

równanie momentów można sprowadzić do postaci [4]:

$$\begin{aligned} & \frac{r}{\alpha_2 - \alpha_1} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} T_{G+M} \cdot d\alpha - M_{R(\alpha_2 - \alpha_1)} - M_{u(\alpha_2 - \alpha_1)} = \\ & = \theta_{s+m} \cdot \frac{1}{\alpha_2 - \alpha_1} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \varepsilon \cdot d\alpha \end{aligned} \quad (23)$$

Kąt zapłonu i kąt trwania spalania są dla danego cylindra silnika stałe i znane. Możliwe jest względne porównanie prac oddawanych przez poszczególne

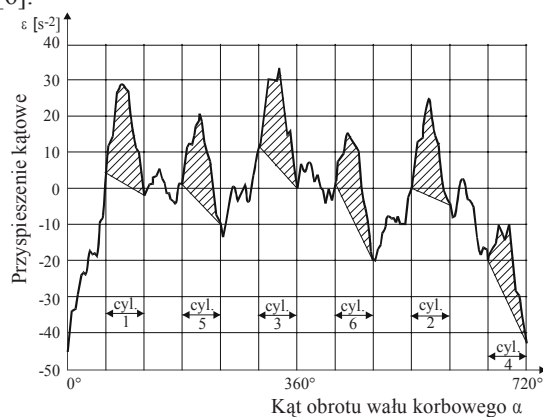
cylindry. Jeżeli jeden z cylindrów wykonuje pracę o innej wartości niż pozostałe, to oznacza to zmianę przebiegu ciśnienia spalania i/lub zmianę momentu tarcia.

Przy znanym momencie użytecznym M_u lub przy pracy silnika bez obciążenia zewnętrznego możliwe jest wyznaczenie momentu tarcia w zakresie $(\alpha_2 - \alpha_1)$ dzięki pomiarowi przyspieszenia kąowego wału i pomiarowi przebiegu ciśnienia spalania w cylindrach.

Pomiary w warunkach biegu jałowego powinny być wykonywane przy określonej stałej prędkości obrotowej. Stała prędkość biegu jałowego wymaga, aby średnie (biorąc pod uwagę okres) momenty od sił gazowych i sił tarcia były równe (zmienny średni moment bezwładności $\theta' = 0$). Jeżeli wymienione średnie momenty nie są równe silnik spalinowy reaguje wzrostem lub spadkiem średniej prędkości obrotowej. Niejednorodność procesu spalania powoduje nierówność momentów tarcia i od sił gazowych. Konieczne jest uśrednienie z kilkudziesięciu cykli.

Rysunek 9 przedstawia uśredniony przebieg przyspieszenia kąowego sześciocylindrowego, czterosuwowego silnika spalinowego bez obciążenia zewnętrznego przy obrotach biegu jałowego (ok. 850 obr/min). Zakresowane przedziały kątowe odpowiadają kątom trwania spalania kolejno w cylindrach 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4, a powierzchnie zakresowanych pól są proporcjonalne do momentów oddawanych przez odpowiednie cylindry pomniejszonych o momenty tarcia.

Średni (stały) moment obrotowy $\overline{\theta \ddot{\alpha}}$ jest różnicą między momentem sił gazowych i momentem tarcia [6].



Rys. 9. Uśredniony przebieg przyspieszenia kąowego sześciocylindrowego, czterosuwowego silnika bez obciążenia zewnętrznego (obroty biegu jałowego) [7]

Ponadto według [6]:

- trwały wzrost spadku przyspieszenia kąowego w danym wycinku kątowym dla danego cylindra oznacza wzrost oporów ruchu danego mechanizmu tłokowo-korbowego,
- kąt przejścia przyspieszenia ε przez wartość zerową może być miarą tarcia.

WNIOSKI

1. W węźle tribologicznym zużycie nie występuje, jeżeli praca tarcia nie przekracza sumy przyrostu energii wewnętrznej i odtransportowanego ciepła. Oznacza to, że przy ustalonej temperaturze elementów węzła tribologicznego i ustalonym strumieniu odprowadzanego przez olej ciepła przyrost masy cząstek produktów zużycia zależy od przyrostu mocy strat tarcia.
2. Miarą mocy strat tarcia węzłów tribologicznych jest sprawność mechaniczna maszyny i/lub iloczyn momentu tarcia i prędkości obrotowej. Równaniem ujmującym moment tarcia jest równanie momentów maszyny (silnika).
3. Najdokładniejsze wartości mocy tarcia z podziałem na moce tarcia poszczególnych cylindrów uzyskuje się dokonując pomiaru przebiegu momentu zewnętrznego napędzanej maszyny roboczej lub wlezonego silnika przy określonej prędkości obrotowej. Wadą takiej metody jest trudny pomiar momentu napędzającego.
4. Z wartości przyspieszeń kątowych wału silnika w warunkach rozpędzania i wybiegu bez obciążenia zewnętrznego można wyznaczyć sprawność mechaniczną. Brak jest jednak możliwości wnioskowania o mocy tarcia poszczególnych cylindrów. Zaletą metody jest nieskomplikowany tor pomiarowy.
5. Z uśrednionych przebiegów wartości przyspieszeń kątowych w funkcji kąta obrotu wału w warunkach ustalonych bez obciążenia zewnętrznego można wnioskować o sumarycznej zmianie mocy tarcia i mocy sił gazowych poszczególnych cylindrów. Zaletą metody jest wniosek 4.
6. Zmiana sprawności lub mocy tarcia w czasie życia maszyny może być miarą intensywności procesów zużycia w węzłach tribologicznych maszyny.

LITERATURA

- [1] Acker H.: *Berührungslose Drehmomentmessung mit elektrischen und magnetischen Feldern*. VDI-Verlag, Düsseldorf 2001.
- [2] Arkuszewski A., Wdowiak W.: *Wpływ niedomagań silnika z zapłonem samoczynnym na charakterystykę bezwładnościową – źródło informacji diagnostycznych*. Politechnika Poznańska, Poznań 1983 (praca doktorska).
- [3] Bernhard U.: *Mechanisch-elektrisches Meßsystem für die dynamische Drehmomentmessung*. VDI-Verlag, Düsseldorf 2001.
- [4] Bielawski P.: *Elementy diagnostyki drganiowej mechanizmów tłokowo-korbowych maszyn okrętowych*. WSM Szczecin, Studia Nr 39, Szczecin 2002, 266 s.
- [5] Biezeno C.B., Grammel R.: *Technische Dynamik*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/ New York, Band 2, 1953, S. 289-291.

- [6] Fehrenbach H., Quante F., Besserlich G., Klein R.: *Diagnosis of Combustion Engines by the Analysis of the Crankshaft's Rotational Speed*. VDI Berichte Nr 644, 1987, S. 73-80.
- [7] Fehrenbach H.: *Berechnung des Brennraumdruckverlaufes aus der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren*. Fortschrittberichte VDI Nr 255, VDI-Verlag, Düsseldorf 1991.
- [8] Fleischer G., Wiśniewski M.: *Ujęcie energetyczne procesów tribologicznych*. Tribologia 1991/5, s.98-102 i 1991/6, s. 122-126.
- [9] Hoffmann J.: *Handbuch der Meßtechnik*. Carl Hanser Verlag, München, 1999.
- [10] Jankowski M., Żółtowski B.: *Komputerowa kontrola efektywności pracy silnika spalinowego metodą przyspieszeń*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 1993, Zeszyt 4(96), s. 541-551.
- [11] Meier B.: *Der Endfunktionstest zur Qualitäts- und Funktionsprüfung bei der Montage von Verbrennungsmotoren*. Universität Hannover, Hannover 1992. Diss.
- [12] Piętek A.: *Charakterystyki dynamiczne silników o zapłonie samoczynnym i ich aplikacje diagnostyczne*. WAT, Warszawa 1997.
- [13] Sadowski J.: *Thermodynamische Grundgesetze des tribologischen Verschleißes*. Schmierungstechnik + Tribologie. 37 Jahrgang, 1990/2, S. 105-107.
- [14] Szczepankowski A.: *Diagnostowanie stanu technicznego turbinowego silnika lotniczego metodą analizy portretu fazowego prędkości obrotowej*. ITWL, Warszawa 1999 (praca doktorska).
- [15] Thiele E.: *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken*. Universität Hannover, Hannover 1982. Diss.
- [16] Thiele E.: *Mechanische Reibungsverluste in Hubkolbentriebwerken*. Tribologie und Schmierungstechnik, 1986/5, S. 290-298.
- [17] Trybuła W.: *Ocena stanu technicznego silnika spalinowego metodą przyspieszeń*. Diagnostyka pojazdów. Ossolineum, Wrocław 1981, s. 75-92.
- [18] Wüchner E.: *Dynamische Drehmomentmessung an Verbrennungsmotoren*. Uni. Karlsruhe, Karlsruhe 1985. Diss.



Dr hab. inż. **Piotr Bielawski** – profesor nadzw. WSM jest kierownikiem Zakładu Diagnostyki i Remontów Maszyn Okrętowych Wyższej Szkoły Morskiej w Szczecinie. Specjalista w dziedzinie nauk technicznych.

Tematyka prac naukowych obejmuje metody i sposoby kontroli jakości elementów maszyn, montaż i sprawdzanie jakości montażu maszyn, diagnostykę montażową i obsługową maszyn okrętowych, obsługiwane maszyn okrętowych.