

# PROBABILISTYCZNE ASPEKTY ZUŻYCIA SKOJARZEŃ CIERNYCH UKŁADÓW KORBOWO-TŁOKOWYCH NA PRZYKŁADZIE OKRĘTOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH DWUSUWOWYCH NAPĘDU GŁÓWNEGO

Jerzy Girtler

Politechnika Gdańska  
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa  
Katedra Siłowni Morskich i Lądowych  
tel. (+48 58) 347-24-30; fax (+48 58) 347-19-81  
e-mail: [jgirtl@pg.edu.pl](mailto:jgirtl@pg.edu.pl)

## Streszczenie

W artykule przedstawiono propozycję rozpatrywania zarówno obciążenia jak i zużycia ślizgowych skojarzeń ciernych (łożysk głównych i korbowych) układów korbowo-tłokowych silników spalinowych, zwłaszcza głównych, a także skojarzeń „tłok-tuleja” tych silników, jako procesów stochastycznych. Propozycję tę uzasadniono tym, że deterministyczne podejście do badania zarówno obciążenia jak i zużycia wspomnianych skojarzeń uniemożliwia oszacowanie prawdopodobieństw pojawiania się wartości zużycia dopuszczalnego i niedopuszczalnego. Z tego powodu nie można zastosować takich systemów diagnozujących (SDG), które umożliwiłyby podejmowanie decyzji ostrożnych. To zaś prowadzi do uszkodzeń tych skojarzeń, np. takich, jakie przedstawiono w artykule. Zaproponowano hipotezy wyjaśniające specyfikę obciążenia i zużycia ślizgowych skojarzeń układów korbowo-tłokowych silników. W podsumowaniu przedstawiono te kwestie, które (zdaniem autora) mają najistotniejsze znaczenie w badaniach rzeczywistych procesów obciążenia, zużycia i uszkodzeń skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników głównych.

**Słowa kluczowe:** prawdopodobieństwo, skojarzenie cierne, układ korbowo-tłokowy, proces semi-Markowa, okrętowy silnik spalinowy, zużycie

## 1. Wstęp

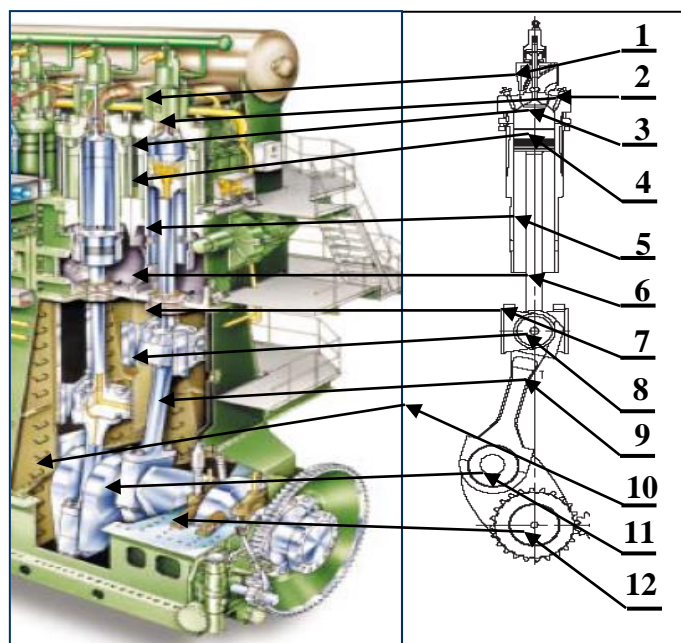
W transporcie morskim stosowane są różne rodzaje silników o zapłonie samoczynnym do napędu statków nazywane silnikami głównymi. Szczególne znaczenie mają silniki o zapłonie samoczynnym dwusuwowe, wolnoobrotowe, wodzikowe, wielkiej mocy (rys. 1). Silniki te są najbardziej energo- i materiałochłonnymi urządzeniami energetycznymi statków morskich. To sprawia, że ich koszty eksploatacji są największe w porównaniu z innymi urządzeniami energetycznymi tego rodzaju statków. Uszkodzenia wspomnianych silników powodują duże straty finansowe armatorów związane nie tylko z ich odnową, najczęściej wykonywaną w stoczniach remontowych, ale także z przestojami statków, w czasie których nie mogą one świadczyć usług transportowych. Zaś w przypadku, gdy takie silniki ulegają uszkodzeniom podczas rejsu przy sztormowej pogodzie (rys. 2), grozi to z reguły zatonięciem statku i utratą całego ładunku, niekiedy wraz z całą załogą. Aby zapobiec takim uszkodzeniom, producenci tego rodzaju silników wyposażają je w systemy diagnozujące (SDG) mniej lub bardziej rozwinięte z jednoczesnym zastosowaniem techniki komputerowej [6, 16, 17, 33]. Nie są jednak one przysposobione do generowania pełnych diagnoz, czyli diagnozy chwilowej, genezy i prognozy, a wobec tego także do podejmowania decyzji z

zastosowaniem statystycznej teorii decyzji eksploatacyjnych [4, 7, 33]. Z tego powodu nie są w pełni przysposobione do zapobiegania uszkodzeniom tego rodzaju silników, Wskutek tego nadal ulegają one uszkodzeniom. Trudności w zapobieganiu uszkodzeniom tych silników wynikają także z tego powodu, że proces zużywania elementów silników, zarówno liniowego (powierzchniowego) związanego z tarciem ślizgowym istniejącym w skojarzeniach ciernych jak również objętościowego wynikającego z pojawianiem się mikropęknięć i ich propagacji we wspomnianych elementach, jest procesem stochastycznym. Wynika to z tego, że przyczynami zużycia są obciążenia silników, które mają własności probabilistyczne.

Do najbardziej obciążonych zarówno mechanicznie jak i cieplnie elementów silników głównych (także pomocniczych) należą skojarzenia cierne układów korbowo-tłokowych oraz tłoki i tuleje cylindrowe (rys. 1). Z tego względu rozważania dotyczące obciążeń cieplnych i mechanicznych silnika powinny dotyczyć właśnie obciążeń tych elementów. W fazie eksploatacji okrętowych silników głównych szczególnie niebezpieczne są uszkodzenia skojarzeń ciernych takich jak: czopy-panwie łożysk głównych, czopy-panwie łożysk korbowych i czopy-panwie łożysk wodzików oraz tłoki-pierścienie-tuleje cylindrowe. Z tego powodu należy nadzorować głównie przebieg zużycia i pojawianie się uszkodzeń tego rodzaju skojarzeń tribologicznych z uwzględnieniem ich aspektów probabilistycznych. Wobec tego konieczna jest identyfikacja aspektów obciążeń i zużycia skojarzeń ciernych (systemów, układów tribologicznych) układów korbowo-tłokowych silników głównych.

## 2. Przyczyny oraz skutki zużycia i uszkodzeń najistotniejszych skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników głównych

Zużycie skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników głównych, nie tylko dwusuwowych wielkiej mocy (rys. 1), wpływa zasadniczo na trwałość i niezawodność tego rodzaju silników [1, 8, 9, 13, 20, 23, 24, 25]. Wobec tego identyfikację zużycia tych układów należy zaliczyć do najistotniejszych w racjonalnej eksploatacji wspomnianych silników.



Rys. 1. Widok struktury konstrukcyjnej silnika głównego (SG) wodorowego, wolnoobrotowego ze szczególnym uwzględnieniem układów korbowo-tłokowych (rys. 1a) oraz schemat jego układu korbowego (rys. 1b): 1 – kosz zaworu wylotowego spalin, 2 – zawór wtryskowy paliwa, 3 – grzybek zaworu wylotowego, 4 – tłok, 5 – tuleja cylindrowa, 6 – tłocznisko, 7 – dławnicza trzonu tłoka, 8 – łożysko wadzika, 9 – korbówód, 10 – kadłub silnika, 11 – łożysko korbowe, 12 – łożysko główne [29, 37]

Zagadnienia dotyczące zużycia prowadzącego do uszkodzeń skojarzeń ciernych zostaną przedstawione wraz z odpowiednimi wyjaśnieniami, przedstawionymi w formie hipotez naukowych. Takie rozważania są konieczne, dlatego ponieważ zarówno zużycie wspomnianych skojarzeń ciernych jak również wynikające z niego uszkodzenia tych skojarzeń są zdarzeniami losowymi. Powodują je losowo zmienne ich obciążenia, które jako przyczyny zużycia a w jego rezultacie uszkodzeń tych skojarzeń ciernych zależą od losowo zmieniających się warunków zewnętrznych (WZ) ruchu statków. Warunki te powodują losowo zmienne obciążenie układów korbowo-tłokowych silnika głównego (rys. 1).

Eksploatacja układów korbowo-tłokowych silników podczas pobytu statków na morzu przebiega często sztormowych warunkach (rys. 2), co zwiększa losową zmienność nie tylko obciążeń tych układów, ale także losową zmienność ich zużycia i tym samym ich uszkodzeń.



Rys. 2. Widok statku wykonującego zadanie transportowe podczas sztormu [7]

Warunki sztormowe na morzu wynikają ze znacznego pogorszenia, losowo zmieniających się, warunków hydrometeorologicznych, które z sprawiają, że układy korbowo-tłokowe silników głównych są nadmiernie obciążane (przeciążane) zarówno momentem obrotowym, jak też siłami bezwładności pochodzącymi od wirujących mas silnika z dużymi prędkościami obrotowymi, gdy rufa jest unoszona przez sfalowane morze a śruba napędowa wynurza się nad powierzchnię wody. W czasie sztormów pojawiają się szczególnie losowo zmienne warunki zewnętrzne (WZ), w których wykonywane są zadania transportowe statków. Kształtują je:

- warunki morskie (wysokość, prędkość ruchu i kierunek fali, kierunek i prędkość wiatru, przechyły i przegłębienia, różne temperatury i ciśnienia powietrza, różne ruchy oscylacyjne kadłuba, jak kołysanie boczne, nurzanie, kiwanie, kołysanie burtowe, i inne) – powodujące zmienne w czasie oraz co do wartości oddziaływanie na układy korbowe silników sił i momentów,
- obciążenia spowodowane: manewrami portowymi, żegluga po akwenach (kanałach) o ograniczonej głębokości i szerokości, porastaniem glonami i skorupiakami kadłuba, zmianą kursu w stosunku do kierunku fali i wiatru, różnym załadowaniem statku.

Zmienności obciążeń układów korbowo-tłokowych wynika także z konieczności dokonywania zmian dawek paliwa podawanego do komór spalania silników głównych w zależności od potrzeb w zakresie prędkości ruchu statków, niezbędnej do wykonania zadania transportowego oraz od zmian charakterystyki śrubowej wywoływanej przez warunki morskie. Powoduje to działanie silnika w różnych obszarach pola osiągnięć silnika głównego, także w obszarze jego przeciążenia momentem i/lub prędkością obrotową [15, 16, 17, 30].

Użytkownicy silników głównych sterują ich działaniem tak, aby obciążenia tych silników nie powodowały nadmiernego zużycia przede wszystkim takich elementów jak tuleje cylindrowe, tłoki i ich pierścienie, panwie i czopy łożysk głównych, korbowych i wozikowych, jeśli układy korbowo-tłokowe są z wozikami (rys. 1).

Mimo tych działań i zastosowania nawet skomputeryzowanych systemów diagnozujących (SDG), producent nie może dokładnie przewidzieć przebiegu zużycia elementów silnika i jego wartości w danej chwili czasu użytkowania a jedynie z określonym prawdopodobieństwem. Z tego powodu, niekiedy często, zachodzą w fazie eksploatacji silników głównych uszkodzenia. Niektóre z tych uszkodzeń są wynikiem tak dalece naruszonej spójności warstw wierzchnich, że silniki te są niezdadne do działania. Przykłady takich uszkodzeń silników głównych (SG) zobrazowano na rys. 3 ÷ 7.

a)



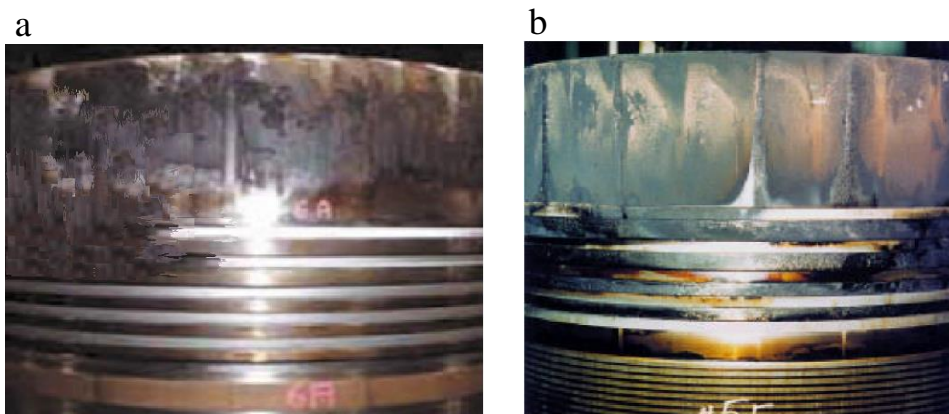
b)



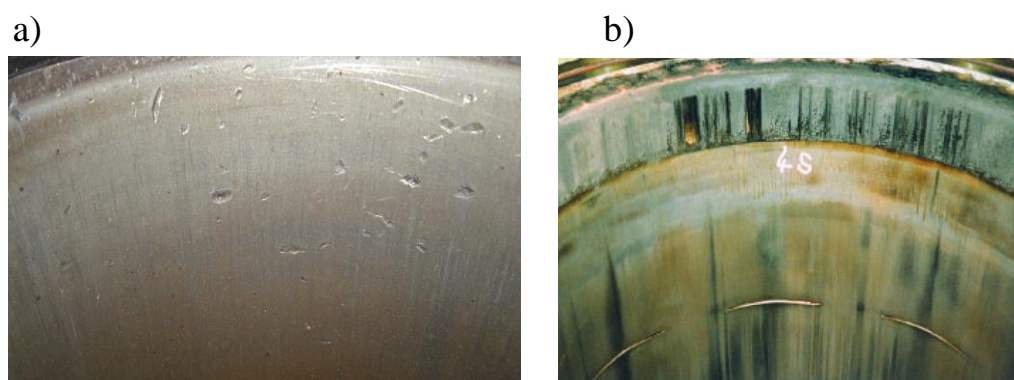
Rys. 3. Uszkodzone elementy łożyska głównego wskutek zacierania czopa w panwi: a) półpanew, b) czop główny wału korbowego [29, 38]



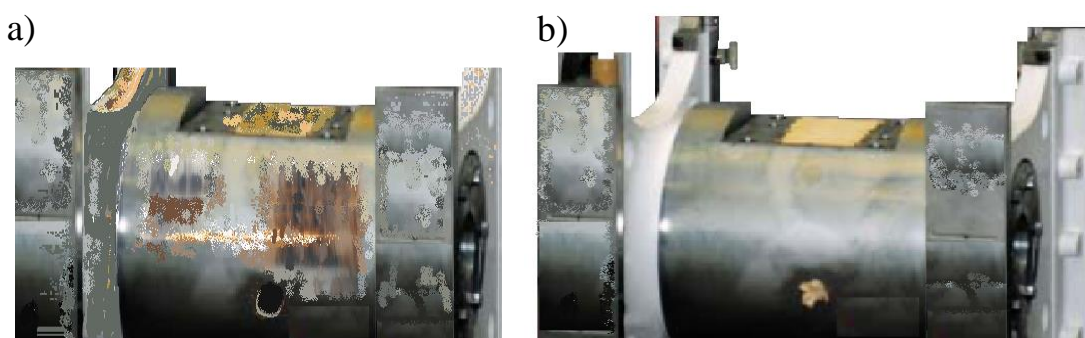
Rys. 4. Uszkodzenie tłoka wskutek wypalenia dziury w jego denku [29, 41]:



Rys. 5. Uszkodzenia tłoków spowodowane nadmiernym zużyciem wskutek: a) i b) zacierania powierzchni tłoków oraz popękania i b) wykruszenia pierścieni tłokowych i ich, pęknięcia oraz złamania [29, 41]



Rys. 6. Uszkodzenia powierzchni wewnętrznej tulei cylindrowej: a) mechaniczne spowodowane cząstkami stałymi zawartymi w powietrzu i spalinach, b), powstałe wskutek istnienia korozji ciernej i wżerowej [29, 35]



Rys.7. Uszkodzenia wozdika a) czopa łożyska korbowego wskutek nadmiernego zużycia spowodowanego korozją i nadmierną temperaturą (tzw. przegrzanie łożyska) [29,31], b) łożew wskutek nadmiernego zużycia spowodowanego korozją wżerową oraz miejscowymi głębokimi ubytkami materiału z powierzchni tych łożew [29, 40]

Zużycie a w rezultacie uszkodzenia skojarzeń tribologicznych układów korbowo-tłokowych silników głównych (SG), m.in. przykładowo zobrazowane na rys, 3 ÷ 7 są spowodowane zjawiskami fizycznymi i chemicznymi związanymi głównie z obciążeniem

cieplno-mechanicznym, tarciem, i korozją. We wspomnianych skojarzeniach tribologicznych dominuje zużycie powierzchniowe wskutek ścierania (wskutek tarcia) warstw wierzchnich elementów tych skojarzeń, potęgowanego korozją. Ale istnieje także zużycie objętościowe zapoczątkowane mikropęknięciami warstw wierzchnich wspomnianych elementów, które narasta wraz z propagacją tych pęknięć. Warstwy te może charakteryzować także zużycie cieplne (przez szepianie II rodzaju) zachodzące w łożyskach zarówno głównych jak i korbowych oraz między tłokami a tulejami [3, 10, 11, 14, 23, 24, 25, 26]. Wskutek nadmiernego obciążenia cieplnego może dojść do zniszczenia nie tylko warstwy wierzchniej, ale całego elementu, np. wypalenie otworu w denku tłoka (rys. 4) bądź stopienie się nie tylko powłoki, ale także warstwy ślizgowej łożyska wielowarstwowego. Zużycie cieplne jest także skutkiem zacierania tłoka w tulei cylindrowej (rys. 5). Każde nadmierne zużycie skojarzenia ciernego jakiegokolwiek układu korbowo-tłokowego powoduje uszkodzenie tego skojarzenia. Uszkodzenie to jest równoznaczne z uszkodzeniem układu korbowo-tłokowego. Zatem uniemożliwia prawidłowe jego działanie.

Zarówno zużycie jak uszkodzenia skojarzeń tribologicznych układów korbowo-tłokowych *SG* są zdarzeniami losowymi. Losowym jest także proces zużycia (zużywanie) tych skojarzeń. Wnika to z tego, że przyczyny zużywania wspomnianych skojarzeń ciernych mają losowe własności. Do tych przyczyn należy zaliczyć obciążenia cieplne i mechaniczne (rys. 8) układów korbowo-tłokowych i tym samym ich skojarzeń ciernych. Ważne znaczenie ma także losowo zmieniające się własności fizyko-chemiczne paliwa, a od tych własności zależy jakość procesu spalania, która istotnie wpływa na zużycie skojarzenia ciernego „tłok-tuleja cylindrowa”. Od składu chemicznego paliwa, ale także i oleju smarowego, zwłaszcza od zawartości siarki i wanadu, zależą własności korozyjne spalin. Losowy przebieg ma proces spalania w każdej przestrzeni roboczej cylindra (silnika), w czasie którego najistotniejszym czynnikiem jest wysoka temperatura i korozyjne własności spalin. Losowe własności mają także procesy tribologiczne zachodzące w skojarzeniach i ich drgania. Losowo są także popełniane błędy konstrukcyjne i eksploatacyjne, losowo też pojawiają się ukryte wady lub uszkodzenie warstwy wierzchniej elementów skojarzeń cieplnych na skutek ich przegrzania podczas obróbki cieplnej, również losowym zdarzeniem jest nieprawidłowo wykonany montaż łożyska. Także losowe są przypadki nieodpowiedniego doboru i nieprawidłowego przygotowania mediów (paliwa i oleju smarowego), niewystarczającego filtrowania i wirowania paliwa i oleju smarowego oraz homogenizacji paliwa, bądź braku nadzoru nad prawidłową obróbką chemiczną czynników energetycznych (skład paliwa, olejów smarowych, wody chłodzącej), także nad utrzymaniem właściwych wartości parametrów termicznych (zbyt niska lub wysoka temperatura olejów napędowych i smarowych, niewłaściwa temperatura wody chłodzącej tuleje, tłoki, głowice, zawory wylotowe, itd.) [17, 22, 30, 32]. Jednakże największy wpływ na zużycie a w rezultacie na pojawienie się uszkodzeń powłok ślizgowych panwi łożysk oraz tłoków ma obciążenie silnika. Wynika to z tego, że układy korbowo-tłokowe silników głównych należą do najbardziej obciążonych cieplnie i mechanicznie układów silnika.

Obciążenia te rozpatrywane w dowolnej chwili  $t$  działania tych silników należy rozpatrywać jako zmienne losowe  $Q_{(\omega, t)}$ , gdzie  $\omega$  - zdarzenie oznaczające zaobserwowanie obciążenia a  $t$  – czas wystąpienia tegoż obciążenia. Wobec tego badając obciążenia układów korbowo-tłokowych silników spalinowych w czasie  $t$  ich działania, trzeba je rozpatrywać, jako proces losowy  $\{Q(\omega, t): t \geq 0\}$  lub w zapisie prostszym –  $\{Q(t): t \geq 0\}$  lub  $Q(t)$ , a więc proces będący rodziną zmiennych losowych  $Q_{(\omega, t)}$  lub prościej –  $Q_t$  [2, 9, 15, 16, 17, 19, 22].

Wspomniana losowość obciążenia wynika głównie z następujących przyczyn:

- niepewności powstawania mieszanek paliwowo-powietrznych w komorach spalania,

- pojawianie się wtrysków paliwa w poszczególnych obiegach silnika, w różnych chwilach,
- pojawianie się samozapłonów w poszczególnych obiegach silnika, w różnych chwilach,
- niestabilność warunków, od których zależy przebieg spalania – różne są: ciśnienie otoczenia ( $p_o$ ), temperatura otoczenia ( $T_o$ ), wilgotność powietrza ( $\varphi_{pow}$ ), sprawność napełniania ( $\eta_v$ ), stopień sprężania ( $\varepsilon$ ), współczynnik reszty spalin ( $\gamma_r$ ), i inne wielkości,
- zakłócenia (zasilania paliwa, sterowania silnikiem, związane z działaniem odbiornika energii od silnika).

W rezultacie kolejne przebiegi procesów spalania w przestrzeniach roboczych silników są różne (niekiedy różnią się znacznie) i niepowtarzalne.

Z badań empirycznych wiadomo, że wspomniane przyczyny powodują to, że wartości obciążenia skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych każdego silnika spalinowego nie da się dokładnie przewidzieć [7, 13, 15, 20, 23]. Zatem można formułować następującą hipotezę  $H_1$ : „**obciążenie każdego skojarzenia ciernego układów korbowo-tłokowych dowolnego silnika spalinowego jest zmienną losową, dlatego ponieważ jego wartości, w kolejno wykonywanych pomiarach, można przewidzieć jedynie z określonym prawdopodobieństwem**”.

Obciążenia układów korbowo-tłokowych silników o zapłonie samoczynnym, zarówno mechaniczne jak też cieplne, należą do najistotniejszych przyczyn zużycia powierzchniowego (liniowego) jak również objętościowego powłok ślizgowych łożysk głównych i korbowych tych układów, co prowadzi w rezultacie do ich uszkodzeń. Szczególnie niekorzystny wpływ na zużycie tych silników, mają nadmierne obciążenia cieplne wspomnianych powłok ślizgowych [35, 63, 66, 81]. Z tego powodu do określenia zużycia tych powłok potrzebna jest znajomość własności probabilistycznych procesu obciążeń układów korbowo-tłokowych silników spalinowych.

### **3. Obciążenie skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silnika, jako zmienna losowa bądź proces stochastyczny**

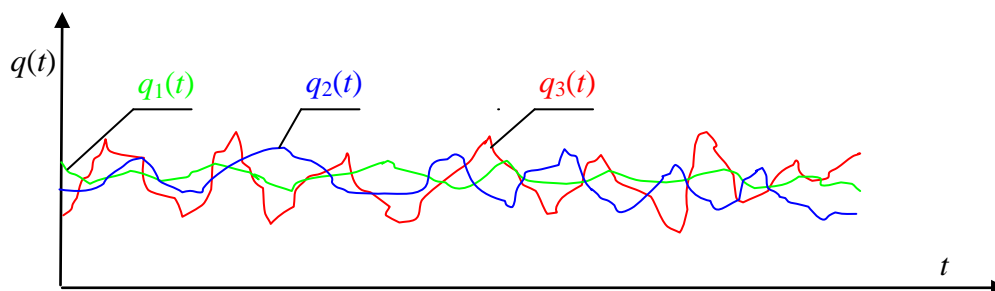
Obciążenia (mechaniczne i cieplne) skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników mogą być rozpatrywane w dwojakim sensie: jako zmienne losowe  $Q_t$  przyporządkowane chwili  $t$  czasu działania silnika, w której występują, bądź jako proces losowy  $\{Q(t): t \geq 0\}$ , który jest rodziną tych zmiennych w okresie  $(t, t + \Delta t)$  działania silnika.

Porównując obciążenia występujące w kolejnych obiegach termodynamicznych, można stwierdzić, że są one różne, z różnych przyczyn [1, 16, 20, 33]. Oznacza to, że każdej chwili  $t$  czasu działania silnika można przyporządkować zmienną losową  $Q_t$ , która będzie oznaczała obciążenie układu korbowo-tłokowego przyporządkowane tejże chwili  $t$ . Obciążenie układu korbowo-tłokowego silnika, jako zmienna losowa  $Q_t$ , w dowolnej chwili  $t$ , jest wartością procesu stochastycznego obciążeń  $\{Q(t): t \geq 0\}$ . Zatem proces obciążeń dowolnego skojarzenia ciernego każdego układu korbowo-tłokowego jest procesem stochastycznym, czyli funkcją, której wartościami są zmienne losowe  $Q_t$ , przyporządkowane określonym chwilom  $t$  czasu działania w przedziale  $(t, t + \Delta t)$  silnika [2, 4, 18, 30].

Wobec tego można formułować następującą hipotezę  $H_2$ : „**proces obciążenia dowolnego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika jest procesem stochastycznym, dlatego ponieważ wartości obciążenia skojarzenia ciernego tego układu silnika przyporządkowane dowolnej chwili są zmiennymi losowymi**”.

Z teorii procesów stochastycznych wynika, że zbiór takich chwil jest zbiorem parametrów tego procesu [2, 4, 5, 12, 30]

Przykład realizacji  $q(t)$  stochastycznego procesu obciążenia  $\{Q(t): t > 0\}$  układu korbowo-tłokowego został przedstawiony na rys. 8



Rys. 8. Przykładowe realizacje procesu  $\{Q(t): t \geq 0\}$  obciążeń dowolnego skojarzenia ciernego każdego układu korbowo-tłokowego jakiegokolwiek silnika spalinowego:  $q_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) –  $i$ -ta realizacja procesu,  $t$  – czas eksploatacji (użytkowania) silnika, w który zachodzi transformacja energii

Obciążenie całkowite skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika w dowolnej chwili czasu  $t$  jego działania rozważane, jako zmienna losowa, jest obciążeniem zarówno mechanicznym jak też cieplnym, co w ujęciu ogólnym można wyrazić zależnością:

$$Q(t) = f[Q_M(t), Q_C(t)] \quad (1)$$

gdzie:  $Q$  – obciążenie całkowite skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika,  
 $Q_M$  – obciążenie mechaniczne skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika,  
 $Q_C$  – obciążenie cieplne skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika,  
 $t$  – czas pracy układu silnika.

Wobec tego w badaniach empirycznych obciążenia dowolnego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika można rozpatrywać przynajmniej dwa procesy stochastyczne  $\{Q_M(t): t \geq 0\}$  i  $\{Q_C(t): t \geq 0\}$  lub w prostszym zapisie  $Q_M(t)$  i  $Q_C(t)$ . Procesy te są składowymi procesu  $\{Q(t): t \geq 0\}$  [4, 30, 31].

W przypadku obciążeń  $Q_M$  i  $Q_C$  można stwierdzić, że mogą być opisane wektorami o składowych w dowolnej chwili  $t$ , które są wielkościami fizycznymi charakteryzującymi te obciążenia, co można zapisać w formie następujących zależności [15, 16, 17, 20]:

$$Q_M : [p_{\max}, p_z, p_e, c_{sr}, \varphi, \varphi_p, n, P_g, P_b, \dots] \quad (2)$$

$$Q_C : [\dot{q}, \nabla T, \rho, p_e, c_{sr}, t_{\max}, t_z, t_{sw}, \dot{Q}, \dots] \quad (3)$$

gdzie:  $p_{\max}$  – maksymalne ciśnienie spalania;  $p_z$  – ciśnienie spalania,  $p_e$  – średnie ciśnienie użyteczne ( $p_e = \eta_m p_i$ ;  $\eta_m$  – sprawność mechaniczna;  $p_i$  – średnie ciśnienie indykowane),  $c_{sr}$  – średnia prędkość tłoka,  $\varphi$  – stopień (izochorycznego) przyrostu ciśnienia,  $\varphi_p$  – chwilowa szybkość wzrastania ciśnienia,  $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego (silnika),  $P_g$  – siła pochodząca od ciśnienia gazów,  $P_b$  – siła bezwładności,  $\dot{q}$  – gęstość strumienia cieplnego (energii cieplnej),  $\nabla T$  – gradient temperatury,  $\rho$  – stopień wstępnego (izobarycznego) rozprężania,  $t_{\max}$  – maksymalna temperatura spalania,



$t_z$  – temperatura spalania,  $t_{sw}$  – temperatura spalin wylotowych,  $\dot{Q}$  – strumień cieplny;  $t_{ol}$  – temperatura oleju smarującego łożyska,  $t_{ollt}$  – temperatura oleju chłodzącego tłoki, jeśli tłoki chłodzone są olejem (bądź  $t_w$  – temperatura wody chłodzącej tłoki, jeśli tłoki chłodzone są wodą).

Z zależności (1) ÷ (3) wynika, że obciążenie skojarzeń ciernych układu korbowo-tłokowego silnika zależy od wielu wielkości (parametrów, wskaźników), a zatem można uważać to obciążenie za proces stochastyczny zawierający superpozycję (złożenie) poszczególnych procesów indywidualnych (w najprostszym przypadku procesów  $Q_M$  oraz  $Q_C$ ).

Z dotychczasowych badań wynika, że niektóre wielkości, np.  $p_e$ ,  $c_{sr}$  [16, 20, 21], charakteryzują zarówno obciążenie mechaniczne, jak też cieplne każdego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego. Zatem oczywiste jest, że między obciążeniem mechanicznym a cieplnym takiego układu istnieją zależności. Ze względu na to, że są to procesy losowe, stąd wniosek, że należy spodziewać się między nimi związku stochastycznego. Zatem można, w celu wyjaśnienia tej zależności sformułować następującą hipotezę  $H_3$ : „**między obciążeniem mechanicznym  $Q_M$  oraz obciążeniem cieplnym  $Q_C$  dowolnego skojarzenia ciernego każdego układu korbowo-tłokowego dowolnego silnika spalinowego istnieje zależność stochastyczna, dlatego ponieważ określonym wariantom jednej z tych zmiennych towarzyszą różne warianty drugiej zmiennej**”. Stąd wniosek, że zależność między tymi obciążeniami ( $Q_M$  oraz  $Q_C$ ) nie może być opisana w wyniku zastosowania zwykłej metody równań algebraicznych. Wniosek ten wydaje się prawdziwy, ponieważ obciążenie zależy od dużej liczby czynników, w tym takich, których nie można zmierzyć [8, 9, 12, 19, 30].

W skojarzeniu ciernym, każdego układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego, obciążeniem pierwotnym jest obciążenie mechaniczne ( $Q_M$ ) wywołane siłami i momentami istniejącymi podczas działania silnika. Wskutek istnienia w tym skojarzeniu tarcia pojawia się obciążenia cieplne ( $Q_C$ ). Wobec tego można umownie uznać obciążenie cieplne dowolnego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego ( $Q_C$ ) za zmienną losową zależną, zaś obciążenie mechaniczne ( $Q_M$ ) – za zmienną losową niezależną.

Stopień, w jakim obciążenie  $Q_C$  jest określone przez obciążenie  $Q_M$  może być bardzo różny. W praktyce może zaistnieć przypadek, że obciążenie mechaniczne ( $Q_M$ ) prawie całkowicie określa obciążenia cieplne ( $Q_C$ ). Może też zdarzyć się tak, że obciążenie ( $Q_M$ ) tylko w małym stopniu wpływa na obciążenie ( $Q_C$ ). Ma to miejsce wtedy, gdy olej smarowy utraci najważniejsze swoje właściwości fizykochemiczne, zwłaszcza lepkość i smarowność (smarność). Wynika z tego, że istnieje potrzeba uwzględnienia natężenia (siły) związku stochastycznego między  $Q_C$  oraz  $Q_M$ .

Natężenie (siłę) związku stochastycznego między  $Q_M(t)$  a  $Q_C(t)$  można ustalić korzystając z testu zbieżności Czuprowa, a więc z zależności [12]:

$$T_{MC}^2 = T_{CM}^2 = \frac{\chi^2}{N \sqrt{(k-1)(l-1)}}, \quad (4)$$

gdzie:

$k$  – liczba wariantów zmiennej  $Q_M$ ;  $l$  – liczba wariantów zmiennej  $Q_C$ ;  $N$  – liczba brzegowa wariantów zmiennej  $Q_M$  lub  $Q_C$ ;  $\chi^2$  – wartość obliczona z wzoru na chi-kwadrat;  $T_{( )}^2$  – współczynnik zbieżności Czuprowa.

Można udowodnić [12], że  $T_{MC}$  przyjmuje wartości z przedziału  $[0, 1]$ . Współczynnik ten jest równy zeru ( $T_{MC} = 0$ ), gdy pomiędzy wartościami procesu ( $Q_M$  i  $Q_C$ ) nie ma związku, natomiast współczynnik równy jedności ( $T_{MC} = 1$ ) świadczy o istnieniu zależności funkcyjnej.

Porównując obciążenia jakiegokolwiek skojarzenia ciernego dowolnego układu korbowo-tłokowego silnika o zapłonie samoczynnym występujące w kolejnych obiegach silnika, można stwierdzić, że są one różne. Wobec tego podczas badania obciążenia układu korbowo-tłokowego w poszczególnych obiegach silnika spalinowego w chwili  $t_1, t_2, \dots$  uzyskuje się różne wartości tego obciążenia. Zatem fakt uzyskania konkretnej (spodziewanej) wartości obciążenia danego skojarzenia ciernego jest zdarzeniem losowym. Takim zdarzeniem jest, dlatego że w wyniku ustalenia tych samych warunków badań empirycznych oczekiwana wartość obciążenia może wystąpić, ale może też nie wystąpić. Oznacza to, że przyrosty obciążenia wraz ze wzrostem rozstępu czasu między wspomnianymi chwilami  $t_1, t_2, \dots$  są coraz mniej zależne od siebie [3, 12].

Z przedstawionych rozważań wynika, że można sformułować następującą hipotezę  $H_4$ : **„obciążenie każdego skojarzenia ciernego dowolnego układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego jest procesem o przyrostach asymptotycznie niezależnych, dlatego ponieważ wraz ze wzrostem rozstępu czasu między przedziałami czasu, w których badane jest obciążenie (wykonywane są pomiary obciążenia) jego wartości coraz mniej są od siebie zależne”**.

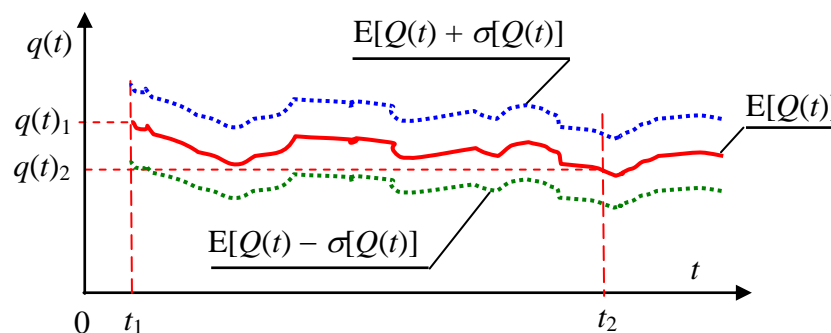
Kolejna własność charakteryzująca zmiany obciążenia układu korbowo-tłokowego, a tym samym jego skojarzeń ciernych, polega na tym, że obserwowane wielkości obciążenia czasie działania silnika ( $t$ ), nie wykazują żadnych ukierunkowanych (monotonicznych) zmian. Zatem można przyjąć, że wartości szczytowe wielkości charakteryzujących obciążenie układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego pojawiają się przypadkowo. Brak monotoniczności zmian obciążenia skojarzeń ciernych każdego układu korbowo-tłokowego jakiegokolwiek silnika spalinowego umożliwia sformułowanie hipotezy  $H_5$  o treści: **„obciążenie skojarzenia ciernego dowolnego układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego jest procesem stacjonarnym, dlatego ponieważ w dłuższym okresie brak jest monotoniczności zmian tegoż obciążenia”** [3, 4, 5, 28, 30].

Z dotychczasowych badań silników o zapłonie samoczynnym wynika, że ich obciążenie każdego z ich układów korbowo-tłokowych ulega zmianie w sposób ciągły tak, że poszczególne jego wartości mierzone po upływie bardzo małych przedziałów czasu są silnie między sobą skorelowane. Jednak, gdy rozstęp czasu między pomiarami tych obciążeń dotyczących każdego układu korbowo-tłokowego rośnie, to korelacja między tymi obciążeniami maleje. Zatem wartości obciążenia dowolnego układu korbowo-tłokowego mierzone w przedziałach czasu (bądź chwilach) znacznie odległych od siebie można uznać za niezależne. Ta własność nazywana jest asymptotyczną niezależnością wartości obciążenia zmierzonej w chwili np.  $\tau_{i+1}$  czasu działania  $t$  od wartości zmierzonej w chwili  $\tau_i$  wtedy, gdy rozstęp  $\Delta\tau = \tau_{i+1} - \tau_i$  jest dostatecznie (wystarczająco) duży [3, 30]. Tak rozumiana asymptotyczna niezależność między wartościami obciążenia zmierzonymi (bądź obliczonymi) w chwilach  $\tau_i$  oraz  $\tau_{i+1}$  odzwierciedla fakt, że wraz ze wzrostem  $\Delta\tau$  (rozstępu) zależność między tymi wartościami maleje.

Przedstawiony pogląd na własności obciążenia układów korbowo-tłokowych dowolnego silnika spalinowego może doprowadzić do powstania nowych możliwości uzyskania zależności zużycia tych układów od ich obciążenia, w przypadku przeprowadzenie odpowiednich badań empirycznych.

Obciążenia skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników spalinowych, nie tylko okrętowych silników głównych, są w dowolnych chwilach czasu ich działania

zmiennymi losowymi  $Q_t$  o wartości oczekiwanej  $E(Q_t)$  i wariancji  $D^2(Q_t)$ . Obciążenia te badane w kolejnych chwilach w przedziale czasu  $t$  działania tych silników, gdy  $t_0 \leq t \leq t_n$  są zbiorem zmiennych losowych  $Q_t$ . Zmienne te są stanami chwilowymi procesu stochastycznego  $Q(t)$  o wartości oczekiwanej  $E[Q(t)]$  oraz wariancji  $D^2[Q(t)]$ . Wartości  $E[Q(t)]$  i  $D^2[Q(t)]$  procesu stochastycznego  $Q(t)$  zależą oczywiście od czasu  $t$ , ponieważ wartości  $E(Q_t)$  i  $D^2(Q_t)$  dla różnych wartości  $t$  są różne. Jednak wartości  $E[Q(t)]$  i  $D^2[Q(t)]$  procesu  $Q(t)$  nie są funkcjami losowymi, dlatego że wartości  $E(Q_t)$  i  $D^2(Q_t)$  nie są zmiennymi losowymi, lecz wielkościami stałymi dla określonej wartości  $t$  i danego zbioru zmiennych losowych  $Q_t$ . Badania empiryczne obciążeń skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników spalinowych umożliwiające uzyskanie statystyk niezbędnych do oszacowania  $E(Q_t)$  oraz  $D^2(Q_t)$  powinny doprowadzić do określenia funkcyjnych zależności obciążenia tych skojarzeń od czasu działania silnika. Poglądowy przebieg takich zależności został zobrazowany na rys. 9.



Rys. 9. Przykład realizacji procesu stochastycznego  $Q(t)$  obrazującego zmianę obciążenia  $Q$  w czasie  $t$ :  $Q(t)$  – proces obciążeń w czasie  $t$ ,  $q(t)$  – realizacja procesu  $Q$  w czasie  $t$ ,  $q(t)_1$  – wartość procesu  $Q$  w czasie  $t_1$ ,  $q(t)_2$  – wartość procesu  $Q$  w czasie  $t_2$ ,  $t$  – czas będący parametrem procesu,  $E[Q(t)]$  – wartość oczekiwana  $Q$ ,  $\sigma[Q(t)]$  – odchylenie standardowe  $Q$

Przestawiona propozycja opisu obciążenia skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników spalinowych jest istotna, ponieważ obciążenie to ma istotny wpływ na zużycie elementów tych skojarzeń, a głównie powłok ślizgowych i warstw ślizgowych panwi wielowarstwowych, bądź warstw ślizgowych panwi dwuwarstwowych. Z tego powodu zużycie w wybranej chwili czasu eksploatacji tych silników jest także zmienną losową (jak obciążenie), zaś analizowane w kolejnych chwilach tego czasu powinno być traktowane, podobnie jak w przypadku obciążenia także, jako proces losowy.

#### 4. Zużycie skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silnika, jako zmienna losowa bądź proces stochastyczny

Z badań wynika, że zużycie skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych silników spalinowych zależy głównie ich od obciążenia wynikającego z działania tych silników, które mogą ulegać zwiększeniu w takich przypadkach jak: zużyty olej smarowy, nieodpowiednie wyosiowanie wału korbowego z wałem odbiornika mocy, nieliniowe ułożenie wału korbowego w panewkach, itd. [15, 22, 23, 24, 26, 27, 30]. Przy tym istotne jest to, że wraz ze wzrostem obciążenia silnika wzrasta szybkość zużywania skojarzeń ciernych jego układów tribologicznych. Z pracy [1] wynika, że cechą znamioną jest to, iż nagły wzrost mechanicznego obciążenia silnika i wynikający z tego nagły przyrost nacisku jednostkowego w łożyskach powoduje początkowo skokowy wzrost wartości szybkości zużywania zwłaszcza

ich panwi, a następnie zmniejszanie się tej wartości (według krzywej eksponencjalnej) do określonego poziomu ustalonego. Przebieg tego zużycia jest procesem losowym, nieodwracalnym, o wartościach uzależnionych od obciążenia silnika [3, 22, 23, 28]. Obciążenie silnika należy do zasadniczych czynników kształtujących warunki pracy ich układów korbowo-tłokowych, a w szczególności skojarzeń ciernych (tribologicznych).

Można więc przyjąć hipotezę  $H_6$  o następującej treści: „**przy racjonalnej eksploatacji silnika spalinowego zużycie (Z) każdego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego tegoż silnika i jego obciążenie (Q) są zmiennymi losowymi ściśle związanymi, dlatego ponieważ można stwierdzić, iż między nimi występuje zależność stochastyczna liniowa taka, że wartość współczynnika korelacji  $r_{qz}=1$** ”. Oznacza to, że przy racjonalnej eksploatacji dowolnego silnika wraz ze wzrostem obciążenia silnika zwiększa się zużycie skojarzeń ciernych jego układów korbowo-tłokowych i odwrotnie – mniejsze obciążenie silnika powoduje mniejsze zużycie skojarzeń ciernych tych układów w tym samym przedziale czasu pracy silnika.

Zróżnicowane (przypadkowe) obciążenia zarówno, co do wartości, jak również czasu trwania powodują nieregularny przebieg zużycia poszczególnych skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych, a zatem przypadkowe obciążenia powodują przypadkowy rozrzut szybkości zużycia skojarzeń ciernych tych układów silników spalinowych (rys. 10, krzywe 1 i 2). To sprawia, że zużycie skojarzeń ciernych powinno być, podobnie jak obciążenie rozpatrywane jako zmienne losowe  $Z_t$  przyporządkowane chwili  $t$  czasu działania silnika, w której jest przyporządkowane, bądź jako proces losowy  $\{Z(t): t \geq 0\}$ , który jest rodziną tych zmiennych w okresie  $(t, t + \Delta t)$  działania silnika. Oznacza to, że każdej chwili  $t$  czasu działania silnika można przyporządkować zmienną losową  $Z_t$ , która będzie oznaczała zużycie skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego przyporządkowane tejże chwili  $t$ . Zużycie skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika, jako zmienna losowa  $Z_t$ , w dowolnej chwili  $t$ , jest wartością procesu stochastycznego obciążeń  $\{Z(t): t \geq 0\}$ . Zatem także proces zużycia dowolnego skojarzenia ciernego każdego układu korbowo-tłokowego jest procesem stochastycznym, czyli funkcją, której wartościami są zmienne losowe  $Z_t$ , przyporządkowane określonym chwilom  $t$  czasu.

Zużycie każdego skojarzenia ciernego, dowolnego układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego, dla określonego  $t$  można opisać następującą funkcją monotoniczną niemalejącą [3, 14, 28]:

$$Z(t, q) = \int_0^t \left( \int_0^{q(t)} v_z(t, q) dq \right) dt \quad (5)$$

gdzie:

$Z(t, q)$  – zużycie skojarzenie ciernego zależne od czasu ( $t$ ) i obciążenia ( $q$ ),

$v_z(t, q)$  – szybkość zużywania skojarzenie ciernego zależna od czasu ( $t$ ) i obciążenia ( $q$ ),

$q(t)$  – obciążenie, jako funkcja czasu ( $t$ ),

przy czym (rys. 9):

$q(t) = E[Q(t)]$  – przy założeniu, że należy się spodziewać przeciętnego obciążenia skojarzenie ciernego,

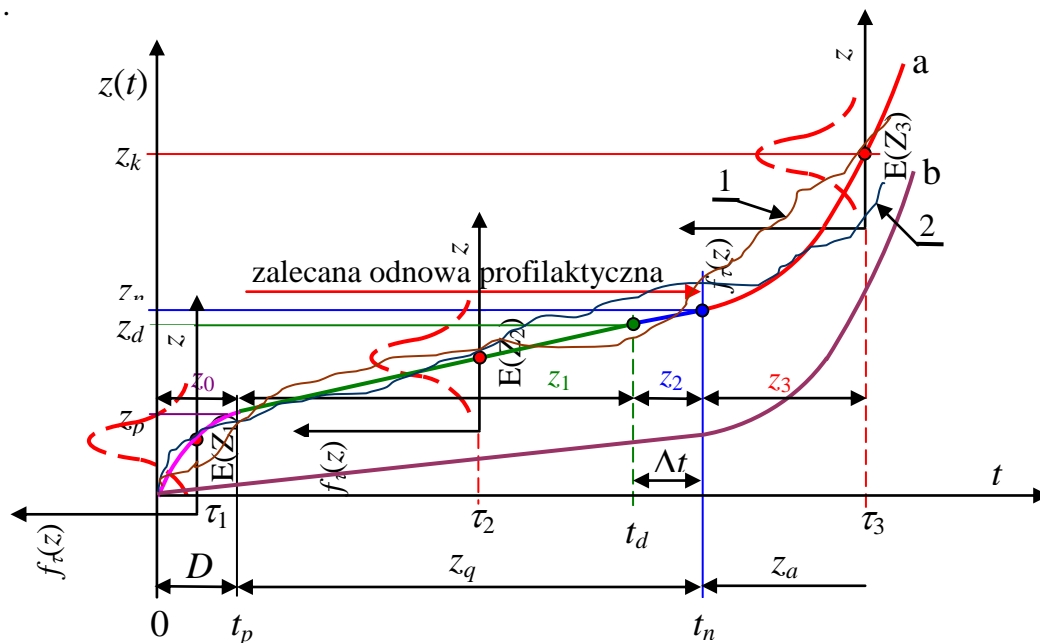
$q(t) = E[Q(t)] + \sigma[Q(t)]$  – przy założeniu, że należy się spodziewać ponad przeciętnego obciążenia skojarzenie ciernego,

$q(t) = E[Q(t)] - \sigma[Q(t)]$  – przy założeniu, że należy się spodziewać poniżej przeciętnego obciążenia skojarzenie ciernego.

Przyjmując, że zużywanie każdego skojarzenie ciernego przebiega według krzywej Lorenza, można uznać, że średnia szybkość zużywania, w przypadku istnienia (rys. 9):

- stanu  $z_1$ , maleje z upływem czasu eksploatacji tych skojarzeń ciernych,
- stanu  $z_2$ , jest stała w czasie eksploatacji tych skojarzeń ciernych,
- stanu  $z_3$ , rośnie z upływem czasu eksploatacji tych skojarzeń ciernych

Z badań wynika, że szybkość zużywania poszczególnych układów tribologicznych jest sumą prędkości procesów ścierania, zmęczenia i utleniania [3, 28].



Rys. 10. Przykładowe krzywe typowych przebiegów zużycia skojarzeń ślizgowych układów tribologicznych silników spalinowych: a – krzywa oczekiwanego zużycia quasistatycznego (zwłaszcza ściernego), b – krzywa oczekiwanego zużycia dynamicznego, 1 – krzywa rzeczywistego zużycia skojarzenia nr 1, 2 – krzywa rzeczywistego zużycia skojarzenia nr 2,  $z_d$  – wartość dopuszczalną zużycia,  $z_n$  – wartość niedopuszczalną (awaryjną, skrajną) zużycia,  $z_k$  – wartość katastroficzną zużycia; D – okres docierania,  $z_q$  – okres zużycia quasistatycznego (normalnego, ustabilizowanego),  $z_a$  – okres zużycia katastroficznego (przyspieszonego, awaryjnego),  $z_0$  – stan zdadności częściowej układu, który wynika z docierania,  $z_1$  – stan zdadności pełnej układu,  $z_2$  – stan zdadności częściowej układu,  $z_3$  – stan niezdadności układu,  $f_t(z)$  – funkcja gęstości zużycia układu,  $E(Z)$  – wartość oczekiwana zużycia,  $Z$  – zużycie jako zmienna losowa,  $\Delta t$  – przedział czasu, w którym powinna być rozpoczęta obsługa profilaktyczna,  $t_p$  – chwila, w której została osiągnięta wartość  $z_p$ ,  $t_d$  – chwila, w której została osiągnięta wartość  $z_d$ ,  $t_n$  – chwila, w której została osiągnięta wartość  $z_n$ .

Analizując proces zużycia skojarzenia ciernego dowolnego układu tłokowo-tłokowego silnika spalinowego według znanej według krzywej Lorentza (rys. 10), można, korzystając z zależności (5), dla znanego widma obciążeń silnika zużycie tych skojarzeń do chwili  $t$  opisać następującą zależnością [3, 28]:

$$Z(t, q) = \int_0^{t_p} \int_0^{q(t)} v_{z_1}(t) dt + \int_{t_p}^{t_d} \int_0^{q(t)} v_{z_2}(t) dt + \int_{t_d}^t \int_0^{q(t)} v_{z_3}(t) dt, \quad t \leq t_k \quad (6)$$

gdzie (rys. 19):

$(0, t_p]$  – realizacja zmiennej losowej  $T_1$ , oznaczającej czas trwania stanu  $z_1$ ,

$(t_p, t_d]$  – realizacja zmiennej losowej  $T_2$ , oznaczającej czas trwania stanu  $z_2$ ,

$(t_d, t]$  – realizacja zmiennej losowej  $T_3$ , oznaczającej czas trwania stanu  $z_3$ ,  
 $v_z (z = 1,2,3)$  – szybkość zużywania układu tribologicznego będącego odpowiednio  
w wyróżnionych stanach  $z_1, z_2, z_3$ ,  
 $t_k$  – chwila uszkodzenia uniemożliwiającego dalszą pracę układu tribologicznego  
(chwila, w której nastąpiło zniszczenie układu),  
 $q(t)$  – interpretacja taka jak we wzorze (5).

Z badań wynika, że przedstawiony model zużywania dowolnego skojarzenia ślizgowego jakiegokolwiek układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego uwzględnia istniejące w praktyce możliwości zużywania poszczególnych skojarzeń ciernych wspomnianych układów [10, 11, 13, 14, 17, 23, 28, 32]. Wobec tego można uznać, że zaproponowane zależności (5) i (6) umożliwiają określenie zużycia poszczególnych skojarzeń ciernych tychże układów silników spalinowych. Charakterystyczne dla tych skojarzeń jest to, że w praktyce eksploatacyjnej ich zużywanie zachodzi przy różnych prędkościach [3, 4, 10, 23, 30, 32]. Badając jednak zbiór (przynajmniej 4 jednorodnych skojarzeń ciernych trzeba dysponować wartościami oczekiwanymi ich zużycia dotyczących poszczególnych stanów technicznych tych skojarzeń  $z_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ), zobrazowanych na rys. 10. Wtedy wartość oczekiwaną zużycia w przedziale czasu  $[0, t]$ , dla przeciętnego skojarzenia ciernego (skojarzenia statystycznego) można określić następująco:

$$E\{Z(t, q)\} = \int_0^{t_p} E\{v_{z_1}(t)\} dt + \int_{t_p}^{t_d} E\{v_{z_2}(t)\} dt + \int_{t_d}^t E\{v_{z_3}(t)\} dt \quad (7)$$

Znajomość zużycia ślizgowych skojarzeń układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego umożliwia planowanie i racjonalne wykonywanie odpowiednich usług profilaktycznych tych układów w celu ewentualnego przeprowadzenia ich odnowy i nie dopuszczenia tym samym do uszkodzeń. Obsługi te mogą być podejmowane (w zależności od sytuacji decyzyjnej) w czasie, gdy skojarzenia cierne układów korbowo-tłokowych znajdują się w stanie zużywania awaryjnego ( $z_3$ ) albo też wtedy, gdy układy te znajdują się w stanie zużywania ustabilizowanego ( $z_2$ ). Ten drugi przypadek zachodzi wtedy, gdy z prognozy czasu trwania stanu  $z_2$  danego skojarzenia ciernego jakiegoś układu korbowo-tłokowego wynika, że istnieje duże prawdopodobieństwo, iż pozostały czas trwania tego stanu będzie mniejszy od czasu niezbędnego do wykonania (przez użytkownika silnika) zadania, które może być wykonane wtedy i tylko wtedy, gdy we wspomnianym układzie nie wystąpi zużywanie awaryjne (katastroficzne) skojarzeń ciernych.

## 5. Uwagi i wnioski

Statki morskie mogą wykonywać zadania transportowe w warunkach znacznego sfalowania powierzchniowej warstwy wody morskiej i silnego wiatru przeciwdziałającego ich ruchowi, co stwarza niekorzystne warunki eksploatacji dla wszystkich urządzeń energetycznych, zwłaszcza silników głównych, a szczególnie dla skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych tych silników. Doprowadza to nieraz do takich obciążeń, które są przyczyną uszkodzeń układów korbowo-tłokowych tych silników, najczęściej tłoków i łożysk głównych bądź korbowych, niekiedy także tulei cylindrowych, co z reguły powoduje katastrofę morską.

W przedstawionych rozważaniach wykazano, że obciążenie każdego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego jakiegokolwiek silnika o zapłonie samoczynnym,

rozpatrywane w dowolnej chwili czasu jego działania (pracy) może być uznane za wielowymiarową zmienną losową. Obciążenia te analizowane w kolejnych chwilach czasu  $t$  pracy skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych tego rodzaju silników mogą być uważane za realizacje procesu obciążenia. Wobec tego proces obciążenia każdego skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego należy badać przyjmując, że jest on wielowymiarowym procesem stochastycznym. Zostały zaproponowane hipotezy wyjaśniające, dlaczego można przyjąć, że proces obciążenia skojarzenia ciernego układu korbowo-tłokowego dowolnego silnika o zapłonie samoczynnym może być uznany za proces stochastyczny oraz – że jest zależność stochastyczna między jego obciążeniem mechanicznym a cieplnym. Natężenie związku stochastycznego między tymi obciążeniami można ustalić podczas badań korzystając z testu zbieżności Czuprowa [12].

Do weryfikacji przedstawionych hipotez można zastosować metodę wnioskowania niededukcyjnego (indukcyjnego) nazywaną wnioskowaniem redukcyjnym oraz metodę wnioskowania dedukcyjnego nazywaną regułą „modus tollens”.

Poznanie własności tych procesów wymaga skonstruowania stosownych modeli matematycznych na drodze modelowania systemowego i wykonania odpowiednich badań empirycznych.

Podobnie można rozpatrywać zużywanie skojarzeń ciernych układów korbowo-tłokowych tych silników (nie tylko głównych) a więc jako proces stochastyczny. Zatem w dowolnej chwili czasu  $t$  działania silnika badane zużycie każdego skojarzenia ciernego jakiegokolwiek układu korbowo-tłokowego silnika spalinowego należy rozpatrywać, jako zmienną losową. Wynika to z tego, że zużycie tych skojarzeń zależy, przy racjonalnym użytkowaniu silnika, głównie od ich obciążenia zarówno mechanicznego jak i cieplnego.

Przebieg procesu zużywania skojarzeń ciernych (układów tribologicznych) dowolnego silnika spalinowego można ogólnie przedstawić w kształcie krzywej Lorenza. Krzywa ta jest oczywiście jednym z wielu modeli, które mogą być wykorzystane do przedstawienia zmian wartości zużycia oraz szybkości zużywania w ustalonym czasie. Wszystkie te modele odzwierciedlają liniowy przebieg zużycia w tych przedziałach czasu, w którym zużycie jest zużyciem normalnym (ustabilizowanym). W innych przedziałach czasu zużycie to może mieć przebieg inny, na przykład logarytmiczny, wykładniczy, eksponencjalny itd. [3, 20, 28].

## Literatura

1. Brun R.: Szybkobieżne silniki wysokoprężne. WKiŁ, Warszawa 1973. Dane o oryginale: Science et Technique du Moteur Diesel Industriel et de Transport. Copyright by Societe des Editions Technip et Institut Francais du Petrole, Paris 1967.
2. Firkowicz S.: Statystyczna ocena jakości i niezawodności lamp elektronowych. WNT, Warszawa 1963.
3. Gercbach I.B., Kordonski Ch., B.: Modele niezawodnościowe obiektów technicznych. WNT, Warszawa 1968. Gichman I.I, Skorochod A.W.: Wstęp do teorii procesów stochastycznych. PWN, Warszawa 1968.
4. Girtler J.: Sterowanie procesem eksploatacji okrętowych silników spalinowych na podstawie diagnostycznego modelu decyzyjnego. ZN AMW, nr 100A, Gdynia 1989.
5. Girtler J.: Stochastyczny model widma obciążeń silnika o zapłonie samoczynnym. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Kwartalnik PAN, z. 1/97, 1994 Girtler J.: Stochastyczny model widma obciążeń silnika o zapłonie samoczynnym. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Kwartalnik PAN, z. 1/97, 1994.
6. Girtler J.: Diagnostyka jako warunek sterowania eksploatacją okrętowych silników spalinowych. Studia Nr 28, WSM, Szczecin 1997.

7. Girtler J.: A concept of determining the relation between load and wear of tribological systems of ship main self-ignition engines by using probabilistic approach. Polish Maritime Research, Vol 25, No 4(100), s. 129-137, 2018.
8. Girtler J.: Features of load and wear of main propulsion devices on sea-going ships with piston combustion engines and their impact on changes in technical states of the systems. Polish Maritime Research, Vol 24, No 4(93), s. 57-68, 2017.
9. Girtler J., Kuzmider S., Plewiński L.: Wybrane zagadnienia eksploatacji statków morskich w aspekcie bezpieczeństwa żeglugi. Monografia. WSM, Szczecin 2003.
10. Hebda M. Wachał A.: Trybologia. Wyd. Naukowo – Techniczne, Warszawa 1980.
11. Konarczuk W. E.: Dołgowiecznost i iznos dwigatelej pri režimach raboty. Naukowa Dumka, Kiew 1978.
12. Krzysztofiak M., Urbanek D.: Metody statystyczne. PWN, Warszawa 1979.
13. Kozłowiecki H.: Łożyska tłokowych silników spalinowych. WKiŁ, Warszaw 1982.
14. Olszewski O., Kraszewski W.: Właściwości fizyczne i tribologiczne materiałów ceramicznych w warunkach tarcia ślizgowego., Materiały konferencyjne XIX Szkoły Tribologicznej: Fizykochemia Obszaru Tarcia, str. 37-30, czerwiec 1994.
15. Piotrowski I.: Okrętowe silniki spalinowe. WM, Gdańsk 1983.
16. Piotrowski I. Witkowski K.: Okrętowe silniki spalinowe. Wyd. TRADEMAR, Gdynia 1996.
17. Piotrowski I., Witkowski K.: Eksploatacja okrętowych silników spalinowych. Fundacja Rozwoju Wyższej Szkoły Morskiej w Gdyni, Gdynia 2002.
18. Rozanov Ju.A.: Stacionarnye sluczajnye processy. Fitmazgiz, Moskva 1963.
19. Volk W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa 1965.
20. Wajand J.A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa 2005.
21. Wieszkielski S.A., Łukianczenko B.S.: Techniczeskaja eksploatacja dwigatelej vnutrennego sgorania. Maszynostroenie, Leningrad 1978.
22. Włodarski J.K.: Stany eksploatacyjne okrętowych silników spalinowych. WSM, Gdynia 1998.
23. Włodarski J. K.: Tłokowe silniki spalinowe. Procesy trybologiczne., Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
24. Włodarski J. K.: i wsp. Analiza awaryjności wałów korbowych i ich łożysk w silnikach A25. WSM, Gdynia 1987. Praca niepublikowana.
25. Włodarski J. K.: Uszkodzenia łożysk okrętowych silników spalinowych. Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2003.
26. Voznickij I.B., Ivanov Ł.A.: Predotvrascenie awarij sudowych dwigatelej vnutrennego sgorania. Transport, Moskva 1971.
27. Wojnowski W.: Okrętowe siłowni spalinowe. Cz. I. Wyd. AMW, Gdynia 1998.
28. Wybrane zagadnienia zużywania się materiałów w ślizgowych węzłach maszyn. Praca zbiorowa pod red. W. Zwierzyckiego. PWN, Warszawa-Poznań 1990.
29. Girtler J., Łosiewicz Z.: Analiza własności modelu diagnostycznego układów korbowo-tłokowych silników przysposobionego do potrzeb racjonalnego sterowania procesem eksploatacji tych silników w aspekcie bezpieczeństwa statków oraz morskiego środowiska naturalnego. Sprawozdanie z etapu realizacji projektu badawczego własnego nt. „Decyzyjne sterowanie procesem eksploatacji układów korbowo-tłokowych silników napędu głównego statków morskich z zastosowaniem diagnostyki technicznej oraz uwzględnieniem bezpieczeństwa i ochrony środowiska.” Projekt wykonywany w ramach projektu finansowanego przez MNiSW Nr N N509 494638. Kierownik projektu prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler. Prace badawcze nr 06/10/PB. Wydział oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki gdańskiej, Gdańsk 2010.



30. Girtler J.: Identyfikacja warunków eksploatacji układów korbowo-tłokowych okrętowych silników głównych. Projekt badawczy własny MNiSW Nr N509 045 31/3500 pt.: „Decyzyjne sterowanie procesem eksploatacji układów korbowo-tłokowych silników napędu głównego statków morskich z zastosowaniem diagnostyki technicznej oraz uwzględnieniem bezpieczeństwa i ochrony środowiska. Prace badawcze nr 1/10/PB. WOiO, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2010. Kierownik projektu: prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler.
31. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego własnego, GRANT MNiSW Nr N504 043 31/3480 pt. „Identyfikacja stanu technicznego układów korbowo-tłokowych silników o zapłonie samoczynnym ze szczególnym uwzględnieniem emisji akustycznej jako sygnału diagnostycznego”. Wydział Oceanotechniki i okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, 2009. Kierownik projektu prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler
32. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego własnego nt. „Pomiary parametrów emisji akustycznej generowanej przez zmęczeniowe uszkodzenia panwi łożysk MB50, MB02 na stanowisku badawczym SMOK Część VIII (wykonanie pomiarów na stanowisku, opracowanie wyników, wnioski z badań)” z wykonania badań w ramach realizacji projektu badawczego Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego (nr. 3480/TO2/2006/31) pt.: „Identyfikacja stanu technicznego układów korbowo-tłokowych silników o zapłonie samoczynnym ze szczególnym uwzględnieniem emisji akustycznej jako sygnału diagnostycznego”. Kierownik projektu prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler
33. CoCoS-Demo, CD. MAN B&W Diesel A/S, Kopenhaga 2001.
34. PMI System - Pressure Analyser. MAN B&W Diesel AS, Kopenhaga 2003.
35. RTA Type Engines, Characteristics of Cylinder Liner and Piston Ring Wear. Service Information Bulletin No DUQ1-02E, Diesel United Sulzer, 1991.
36. RTA Engine, Corrosion in exhaust gas passage of exhaust valve cage. Service Information Bulletin No DUQ1-016E, Diesel United Sulzer, 2003.
37. RTA-C. Technology review. Wartsila NSD Corporation Ltd, Helsinki 2004.
38. Service Experience 2007, MAN B&W Engines The ME/ME-C and MC/MC-C Series. MAN B&W Diesel AS, Copenhagen 2007.
39. Sulzer RT-flex 60C, Wartsila Corporation, Helsinki 2004.
40. Transportation Safety Board of Canada. Marine Investigation Report M00L0034, Main Engine fires, 2001.
41. Warsash Maritime Centre. The Learning Resource for Maine Engineers, Southampton Solent University, Southampton 2005.