



Uszkodzenia eksploatacyjne zaworów dolotowych silnika głównego statku – wyniki badania wielu przypadków.

Janusz Fydrych

BRISE – Beredeerung Hamburg

Streszczenie

Artykuł dotyczy analizy przyczyn uszkodzeń zaworów dolotowych silnika głównego statku. Permanentne uszkodzenia silnika, które wynikają z pęknięcia i oderwania fragmentu dowolnego grzybka zaworu dolotowego skutkowało koniecznością naprawy głowicy cylindrowej. Wiązało się to z chwilowym wyłączeniem statku z eksploatacji. W celu określenia przyczyn uszkodzenia zaworów dolotowych głowicy cylindrowej, przeprowadzono identyfikację parametryczną stanu energetycznego silnika głównego (SG) i śruby napędowej (SNp) w jego rzeczywistych warunkach eksploatacji. W trakcie badania przypadku, przeprowadzono mikroskopowe badania uszkodzonych grzybków zaworów dolotowych oraz zbadano dynamikę procesów termodynamicznych zachodzących w jego różnych stanach pracy. Podczas dokowania wykonano także pomiar rozmiarów pędnika statku. Przedstawiono wyniki badań stanu energetycznego układu silnik - śruba w trakcie pływania manewrowego i pełnego obciążenia nominalnego. Stwierdzono ograniczenia pracy w zakresie obciążeń manewrowych oraz obciążeń SG maksymalną mocą pracy ciągłej (MRC). Przedstawiono zakres obsług korekcyjnych aparatury paliwowej, układu sterowania SG, oceniono stan energetyczny mediów, którymi zasilany jest silnik główny. Wykonano pomiary indykatorowe silnika, oraz momentu obrotowego generowanego przez SG, co wykazało niewłaściwy dobór śruby napędowej do zainstalowanego silnika głównego. Dobrano nową śrubę napędową, odpowiadającą parametrom projektowym punktu pracy na charakterystyce śrubowej SG. Wyniki testów morskich, długoterminowa, bezawaryjna praca głównego zespołu napędowego potwierdziła słuszność podjętych działań regulacyjnych i wykonanych obsług. Uzyskano tym samym projektowy stan eksploatacji statku.

Słowa kluczowe: *Uszkodzenie zaworu dolotowego, zimne starty, rozklinowanie mikropęknięć, akceleracja/deceleracja obciążenia silnika.*

1. Wprowadzenie

Eksploatacja to użytkowanie, bądź obsługiwanie, bądź jednocześnie użytkowanie i obsługiwanie zarówno statku jak też każdego jego urządzeń, w tym silnika głównego (SG). Eksploatacja zarówno statku jak i jego urządzeń powinna być racjonalna. Dotyczy to zwłaszcza SG, który wraz z urządzeniem sterowym ma zasadniczy wpływ na stateczność kursowa statku. W eksploatacji SG ważne jest zapewnienie mu stanu pełnej zdatności oraz utrzymanie wymaganej sprawności ogólnej w czasie wykonywania zadań, aż do czasu jego złomowania. Wiąże się to z koniecznością podejmowania decyzji eksploatacyjnych zapewniających racjonalnego sterowania procesem eksploatacji tegoż silnika, który jest procesem dyskretnym w stanach i ciągłym w czasie [18,19,20]. Wspomniane decyzje powinny m. in. zapobiegać uszkodzeniom SG. W tym artykule zwrócona została szczególna uwaga na przyczyny i konieczność zapobiegania uszkodzeniom zaworów dolotowych silnika.

Ofertowe wymogi rynkowe, zawierające w sobie opcje cenową i czasową usługi transportowej powodują, że instytucje zainteresowane usługą transportową wywierają ciągłą presję na armatora, co często skutkuje niekonwencjonalnymi decyzjami technicznych służb lądowych. Muszą one bowiem uwzględniać wszystkie prawdopodobne, dające się przewidzieć, uwarunkowania wynikające ze stanu zdatności SG do wykonania zadania, czynnika ludzkiego, oraz okoliczności w jakich realizowany jest jego proces eksploatacji. Wszystkie pozostałe, nie dające się przewidzieć zdarzenia pokrywane są z awaryjnego funduszu remontowego w wyniku podejmowania właściwych dla każdej sytuacji decyzji służb logistycznych armatora, co łącznie stanowi część składową strat w kalkulacji zysku.

Wielu opracowań jednoznacznie wskazuje, że z reguły czynnikiem sprawczym uszkodzeń urządzeń zainstalowanych na statku są skrajne warunki zewnętrzne, w jakich realizowane jest jego użytkowanie oraz w znacznej mierze ich obsługiwanie, którego jakość zależy od kwalifikacji załogi statku [10,11,15,18,25,28]. W czasie eksploatacji, zarówno podczas użytkowania jak i obsługiwanego jakiegokolwiek urządzenia statku można wyróżnić następujące po sobie stany procesu eksploatacji, którymi są jednocześnie zachodzące stany techniczne i eksploatacyjne. Przebieg tego procesu zależy od działania załogi. A zatem proces eksploatacji zarówno statku, jak też dowolnego jego urządzenia, można i należy rozpatrywać, jako antropotechniczny, zależy on bowiem ściśle od działania załogi.

Rzeczywiste warunki eksploatacji głównego układu napędowego statku, często implikują odmienne, od projektowych, stany energetyczne. Takie stany wymuszane głównie decyzjami armatora, które podyktowane są warunkami kontraktowymi wykonywanej usługi transportowej oraz czynnikiem wynikającym z użytkowania statku w realnych warunkach istniejących podczas realizacji zadania transportowanego (pływanie na obciążeniach częściowych lub w polu przeciążeń) [3,10]. Użytkowanie głównego zespołu napędowego w przypadku, gdy zapotrzebowanie na moc użyteczną SG jest większa od mocy nominalnej, projektowej, powoduje znaczny wzrost prawdopodobieństwa uszkodzenia jego części składowych, a zwłaszcza silnika głównego [5,6,29]. Załoga jest świadoma tego i dlatego sytuacja taka wywołuje jej stres, co łącznie z ewentualnym brakiem kompetencji, powoduje zaistnienie niepewności decyzyjnej. Skutkuje to nieodpowiednim użytkowaniem nie tylko układu napędowego, ale także innych urządzeń zainstalowanych na statku. Dotyczy to zarówno oficerów nawigatorów w aspekcie akceleracji / deceleracji (szybkości zwiększania / zmniejszania) obciążenia głównego zespołu napędowego, jak również oficerów mechaników w zakresie niewłaściwych decyzji i wynikających z nich działań dotyczących użytkowania i obsługiwanego. To wynika często z błędnych interpretacji rejestrowanych sygnałów diagnostycznych emitowanych przez urządzenia podczas ich eksploatacji. Zatem realizacja przyjętej strategii eksploatacji układu napędowego statku i innych jego urządzeń, zakłócana jest przez losowe warunki otoczenia, przez niepoprawne użytkowanie i obsługiwanie tego układu oraz obciążenia mocą, odmienną od projektowych. Skutkuje to uszkodzeniem, nieraz tak rozległym, że nazywane jest ono awarią poszczególnych podzespołów głównego układu napędowego statku, w bliżej nieokreślonym czasie. Załogi maszynowe, w raportach poawaryjnych, często nieświadomie przedstawiają nieprawdziwy lub niekompletny opis zaistniałych zdarzeń niepożądanych. Zdarzają się także świadomie nieprawdziwe, niekompletne raporty, mające na uwadze przede wszystkim obronę własnej osoby przed konsekwencjami ze strony armatora. W takiej sytuacji armator posiadając niekompletną i mało wartościową tzw. „dokumentację poawaryjną” ma utrudnione zadanie w podjęciu działań korygujących niewłaściwą eksploatację lub zapobiegawczych uszkodzeniom. Skutkuje to koniecznością dokonywania przez armatora, probabilistycznej analizy każdego zaistniałego stanu procesu eksploatacji, a w konsekwencji niepewnością decyzyjną oraz wzrostem kosztów eksploatacji, potęgowanym często koniecznością okresowego wyłączenia statku z jego użytkowania, co uniemożliwia świadczenie dowolnej usługi transportowej [3,4,10].

2. Badanie przypadku.

Badany przypadek dotyczy wielokrotnego uszkodzenia zaworów dolotowych w głowicy silnika napędu głównego. W okresie 1950 godzin pracy silnika napędu głównego, uszkodzeniu uległo 19 zaworów dolotowych w głowicach cylindrowych tego silnika. Planowa obsługa, tzw. profilaktyczna głowic silnika napędu głównego wykonywana jest po 6000 godzin jego pracy, a zatem mamy do czynienia z permanentnym i powtarzalnym uszkodzeniem tego rodzaju zaworów jeszcze przed rozpoczęciem wspomnianej obsługi profilaktycznej. Uszkodzenie każdego zaworu dolotowego SG, jako

ważnego elementu w układzie wymiany czynnika roboczego, jest zdarzeniem nietypowym, mało opisanym w literaturze. Wobec tego istnieje potrzeba przede wszystkim wykazania, że każde uszkodzenie, tego rodzaju zaworów jako zdarzenie powodujące przejście ich ze stanu zdatności do stanu zdatności częściowej lub niezdatności nie jest wynikiem bezpośredniej relacji pojedynczego oddziaływania wzajemnego typu „Wymuszenie → Skutek”.

Na rys.1 przedstawiono endoskopowy obraz, uszkodzonego grzybka zaworu dolotowego zamontowanego w głowicy cylindrowej silnika napędu głównego.



Rys.1 Obraz uszkodzonego zaworu dolotowego.

Uszkodzenia zaworów dolotowych są skutkami wielu wymuszeń, którymi są zmieniające się różnie obciążenia mechaniczne i cieplne (termiczne) o różnych wartościach, zachodzące z różną częstością i powodujące z upływem czasu ich użytkowania postępujące zużycie powierzchniowe i objętościowe tych zaworów. Ponadto uszkodzenia zaworów mogą być skutkiem niewłaściwego działania załogi. Zatem stan zdatności Z (pełnej bądź częściowej) dowolnego zaworu dolotowego jest skutkiem działania wielu czynników (wymuszeń). Może być rozpatrywany ogólnie, jako funkcja czynników t, δ, τ, l , która ma następującą ogólną postać:

$$Z = f(t, \delta, \tau, l)$$

gdzie:

Z – zdatność zaworu,

t – wymuszenie termiczne,

δ – wymuszenie mechaniczne,

τ – wymuszenie wynikające z dynamiki zmian obciążeń silnika,

l – wymuszenie wynikające z działania czynnika ludzkiego.

Wzajemne oddziaływanie tych czynników występuje tu jako łańcuch przyczynowo skutkowy, rozłożony w czasie użytkowania każdego zaworu dolotowego, doprowadzając najpierw do jego mikro uszkodzeń, a w konsekwencji, do wystąpienia stanu niezdatności nie tylko zaworu, ale także głowicy cylindrowej silnika głównego wchodzącego jak wiadomo w skład zespołu napędowego.

3. Identyfikacja obiektu badań

Analizę przyczyny uszkodzeń zaworów dolotowych silnika głównego (SG) wykonano w oparciu o badania własne autora realizowane podczas eksploatacji (użytkowania i obsługiwanego przez załogę statku) SG oraz poawaryjną dokumentację statkową i armatorską. Badanie autora prowadzono w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. Opierało się ono na ocenie stanów technicznych głównego zespołu napędowego, oraz wymuszeniach eksploatacyjnych, jakim podlegał główny zespół napędowy kabotażowca o pojemności brutto 3716 DWT do przewozu ładunku sypkiego - cementu Statek był typu samo za/wyładowczy, więc obsługa portowa ograniczała się w głównej mierze do udostępnienia, określonych czasowo, ładunkowych miejsc postojowych. Takie systemy wymuszały terminowe podstawienie tonażu operatorowi ładunku. Statek obsługiwał małe porty rejonu Europy, co skutkowało częstym pływaniem po rzekach (ograniczony rejon pływania). Różne odległości między portami skutkowały okresową pracą SG z obciążeniem częściowym lub w zakresie przeciążenia mocą, co wymuszało częste odejście od normatywnych / projektowych warunków pracy głównego zespołu napędowego a zwłaszcza SG.

Podczas pływania morskiego, pełne obciążenie SG było ograniczone do 80% obciążenia mocy nominalnej (znamionowej), wskutek niesprawności jego obiegu chłodzenia, oraz ponadnormatywnym

wzrostem temperatury spalin wylotowych. Był to akceptowalny przez armatora stan eksploatacji SG, z uwagi na wymagany termin podstawienia tonażu do za / wyładunku. Ponadto bardzo istotnym były manewry przejścia ze stanu „Pracy morskiej” do stanu „Pracy manewrowej” głównego zespołu napędowego (deceleracja).

Nierespektowanie wymaganego, programowego czasu tego przejścia, w konsekwencji nagła redukcja obrotów SG, skutkowało dynamiczną zmianą stanu jego obciążenia. Taki sposób sterowania głównym zespołem napędowym statku, wprowadzał śrubą napędową w jej tzw. „Turbinowy charakter pracy” z powtarzającym się pompażem turbosprężarki (TC) do chwili ustabilizowania się równowagi energetycznej zespołu napędowego statku [15,17,26,27]. Podobnie nie respektowanie wymaganego czasu obciążania SG, podczas przejścia głównego zespołu napędowego statku z „Pracy manewrowej” do „Pracy morskiej” (akceleracja) skutkowało chwilowym przeciążeniem SG, oraz związane z tym niezupełne i niecałkowite spalanie mieszanki paliwowo-powietrznej. W tej sytuacji wzrost temperatury spalin wylotowych wpływał dodatkowo na wzrost temperatury wody chłodzącej, gdyż w tym rozwiązaniu konstrukcyjnym silnika, kolektory spalin wylotowych chłodzone są tym samym obiegiem wodnym, co główny zespół napędowy statku.

Zadaniem działalności gospodarczej jest generowanie zysków, więc armator akceptował ponoszenie ryzyka w wyniku przyjętej strategii eksploatacji. Zazwyczaj jest ona uśrednieniem wyniku analizy zysków i poniesionych kosztów eksploatacyjnych. W analizie zysków uwzględnia się przychody armatora z tytułu opłat frachtowych, po stronie ewentualnych poniesionych start, uwzględnia się między innymi wiek statku, wszystkie sytuacje eksploatacyjne oraz prawdopodobne błędy załogi. Armator akceptował więc działania możliwe do wykonania, przez załogę statku, podczas jego postoju w trakcie za / wyładunku. Polegały one np. na całościowej regulacji aparatury paliwowej głównie wtryskowej, doborze optymalnego punktu pracy SG w polu jego obciążenia w nowych warunkach pływania, obsługa wynikających z planowych przeglądów SG. Obsługi te były wykonywane przez załogę maszynową, a zatem mogły być obciążone błędem wykonawczym wynikającym z niedokładności przyrządów pomiarowych (brak ich atestacji) lub brakiem profesjonalnej wiedzy serwisowej.

3.1. Główny zespół napędowy

3.1.1 Silnik napędu głównego

Silnik napędu głównego statku to nienawrotny silnik o zapłonie samoczynnym, o mocy nominalnej 1715 KW, średnio obrotowy (częstość obrotowa minimalna pracy stabilnej $n = 250n^{-1}$; częstość obrotowa maksymalna, pracy ciągłej MRC $n = 1000n^{-1}$) [1], doładowany turbosprężarką (TC) [2]. Silnik zasilany jest paliwem typu DMA LS. Pompy mediów: smarowego oleju obiegowego, wody chłodzącej, paliwowa są typu zawieszzonego na SG, czyli napędzane przez wał korbowy za pomocą przekładni zębatych podczas jego pracy. W stanach postoju i przejściowych (rozruch→praca; praca→stop) media obsługiwane są pompami zapasowymi (St-By) z napędem elektrycznym.

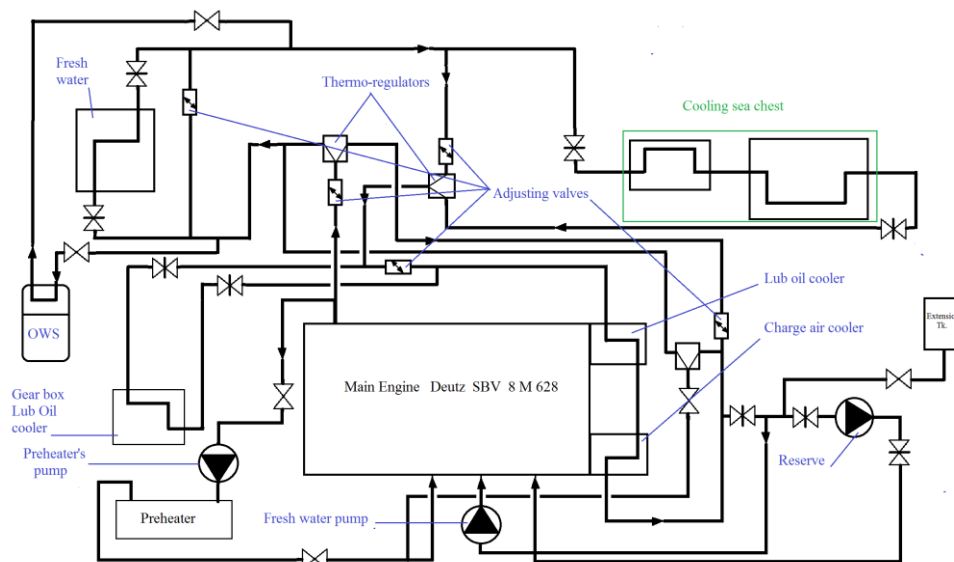
3.1.2 Układ sterowania

Układ sterowania głównego zespołu napędowego jest pneumatyczny, zapewniając pełną kontrolę zadawanych prędkości obrotowych SG w projektowym zakresie jego pracy. Pozycja manewrowa „Stop” (Stop Telegrafu) skutkuje zatrzymaniem przekazywania momentu obrotowego do pędnika, lecz nie zatrzymuje pracy SG. Sterowanie wartością ciśnienia pow. sterującego, a tym samym nastawą pracy głównego zespołu napędowego realizowane jest poprzez pneumatyczny zadajnik sterujący oraz zespół pneumatycznych przekaźników i wzmacniaczy sygnału. Tak więc wybrana pozycja telegrafu maszynowego lub mostkowego generuje pneumatyczny sygnał zadający do układu potwierdzenia kierunku obrotów, i dalej do regulatora prędkości obrotowej SG. Następnie zadajnik listwy paliwowej powoli (zgodnie z ustalonym programem narastania prędkości obrotowej SG) przemieszcza ją do pozycji, odpowiadającej prędkości obrotowej SG zgodnej z wybraną nastawą telegrafu maszynowego.

3.1.3 Obieg chłodzenia głównego zespołu napędowego.

W siłowni statku jest centralny obieg chłodzenia, w którym woda zaburtowa chłodzi obieg wody niskotemperaturowej (LT), ta z kolei chłodzi obieg wody wysokotemperaturowej (HT). Proces przejmowania strumienia ciepła od wody obiegu LT dokonuje się w dwusekcyjnej skrzyni na burtowej („Cooling Sea Chest”), czyli w wymienniku nabudowanym bezpośrednio do kadłuba statku. Podczas ruchu statku, tego rodzaju wymiennik ciepła, jest w naturalny sposób omywany wodą zaburtową. Jego powierzchnia jest tak zbilansowana, że podczas manewrowego ruchu statku omywanie go może odbywać się w minimalnej ilości, zapewniając wymaganą wymianę ciepła gwarantującą efektywną pracę tego układu. Obieg wody chłodzącej wyposażony jest w pompę zawieszoną do SG, oraz zdublowany jest pompą z napędem elektrycznym, jako pompa St-By. Użytkowana jest ona podczas postoju SG, lub w przypadku uszkodzenia pompy zawieszonej. Podczas portowego postoju statku, tzw. „Odstawianie Silnika z Ruchu” utrzymanie wymaganego stanu energetycznego SG (tzw. grzanie silnika) realizowane jest za pomocą małego obiegu grzania. Wyposażony jest on w dodatkową pompę cyrkulacyjną z napędem elektrycznym, oraz podgrzewacz elektryczny. Rozdział wody LT i HT dokonuje się za pośrednictwem zaworów termoregulacyjnych, utrzymując wymaganą temperaturę w poszczególnych obiegach. Na rys.2 pokazano schemat obiegu wody chłodzącej głównego zespołu napędowego.

Pomimo niewątpliwych zalet takiego obiegu, ma on bardzo istotną wadę, mianowicie brak dostępu od strony siłowni statku, do tak nabudowanego wymiennika ciepła („Cooling Sea Chest”). Jedyną możliwością dostępu (np. w celu oczyszczenia lub naprawy) jest dokowanie statku lub obsługa przez nurków.



Rys.2 Schemat obiegu wody chłodzącej głównego zespołu napędowego statku

Tak więc konsekwencją losowego zamulenia tego rodzaju chłodnicy podczas pływania po mulistych wodach rzek, co wynika z kontraktów przewozowych, jest obniżenie efektywności przekazywania strumienia ciepła, a zatem ograniczenie obciążalności SG z uwagi na znaczny wzrost temperatury obiegu wody LT i związane z tym konsekwencje.

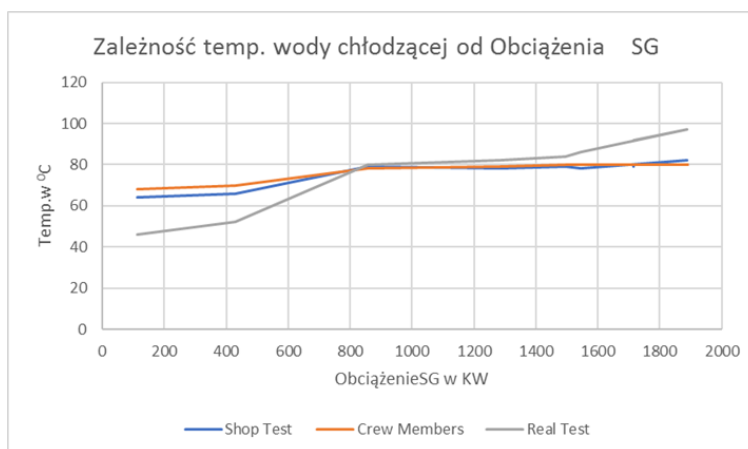
4. Badanie Stanów energetycznych i działania korygujące.

4.1. Obieg wody grzewczej / chłodzącej SG

Podczas postoju statku w porcie, SG powinien być grzany, przeznaczonym do tego celu, obiegiem wody grzewczej. W tym celu zainstalowany jest podgrzewacz wody, w tzw. „małym obiegu grzania SG”. W tej cyrkulacji obieg wody omija wymiennik ciepła („Cooling Sea Chest”), (rys.2). Wymóg producenta silnika, określa temperaturę wody grzewczej, a tym samym i SG, podczas jego postoju, w przedziale 45–50 °C. Taki stan energetyczny ma zapewnić poprawną inicjację zapłonu podczas startu SG i dalszą jego pracę. Tymczasem z badania okazało się, że temperatura wody grzewczej i SG wynosiła tylko 20 – 25 °C, podgrzewacz wody grzewczej był wyłączony z pracy, ponieważ spalone było podłączenie elektryczne. Tak niska temperatura wody grzewczej w obiegu grzania, powodowała tzw. „Zimny start” silnika. Prawidłowa, czyli projektowa temperatura obiegu

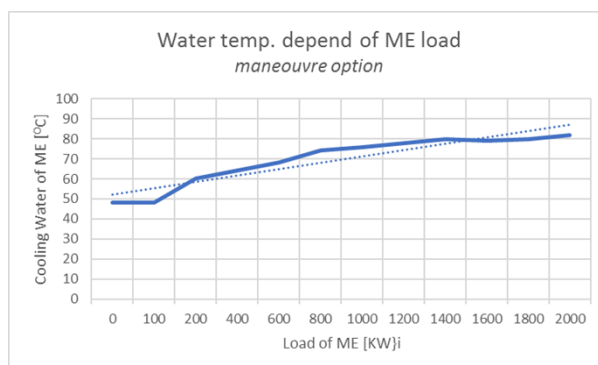
chłodzenia LT o wartości 60 °C, ustalała się dopiero po 20 min pracy SG przy obciążeniu 50-60 % wartości obciążenia mocą nominalną [9].

Na rys.5 pokazano porównawczy wykres obrazujący zmiany temperatury wody chłodzącej SG wykonany podczas prób zdawczych, wykonany przez załogę statku oraz podczas badania efektywności obiegu chłodzenia zależnie od obciążenia SG mocą.



Rys.5 Wykresy obrazujące zależność temperatury wody chłodzącej od obciążenia SG: linia niebieska – pomiar z prób zdawczych silnika; linia czerwona – pomiar wykonany przez załogę.; linia szara – pomiar z badania przypadku. [5]

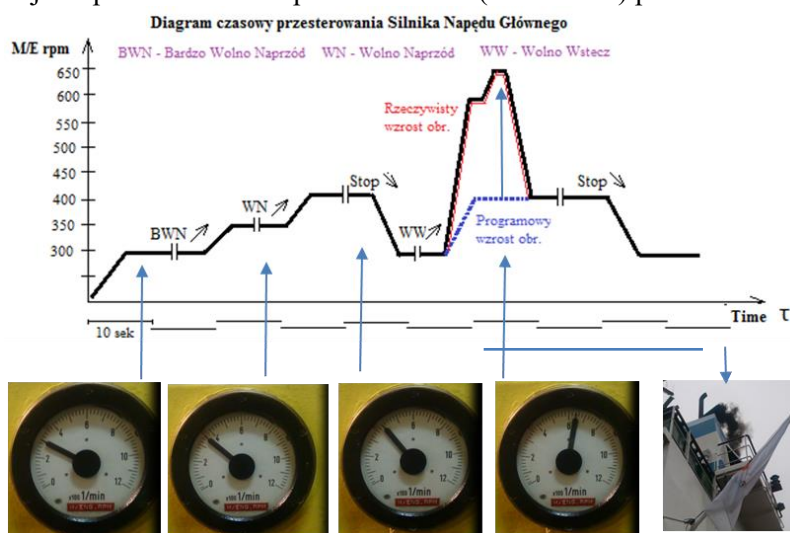
Producent głównego układu napędowego wymaga, aby dolotowa temperatura wody chłodzącej przed SG była nie niższa niż 60 °C, a temperatura wylotowej wody chłodzącej za SG zawierała się w przedziale 78-82 °C. Podczas badania stwierdzono, że przy pełnym nominalnym obciążeniu SG temp. wody chłodzącej, wzrastała do 98 °C, czyli przekraczała wartości projektowe (rys.3 – linia szara na wykresie). Taki stan wody w obiegu chłodzenia SG determinował zakres jego obciążalności cieplnej. Kontrola obiegu wody chłodzącej SG, wykazała prawidłowo pracujące automatyczne zawory termoregulacyjne. Stwierdzono natomiast zbyt mały spadek temp. wody chłodzącej po przejściu przez wymiennik ciepła („Cooling Sea Chest”). Różnica temperatury wody chłodzącej przed i za chłodnicą wynosiła 2-5 °C, co było niewystarczającą wartością aby zapewnić poprawną pracę SG w pełnym zakresie jego obciążeń. Z uwagi na brak efektywności wymiany ciepła w chłodnicy („Cooling Sea Chest”) założono, że wymiennik ciepła jest zamulony. Dokowanie statku, potwierdziło, że zaburtowa chłodnica wody („Cooling Sea Chest”) była w znacznym stopniu zamulona madami rzecznyymi, co wykluczało jej pracę całą powierzchnią wymiany ciepła. Po wyczyszczeniu chłodnicy oraz naprawie przyłączy elektrycznego podgrzewacza wody SG, układ chłodzenia pracował poprawnie, w zakresie projektowych temperatur [4,9]. Na rys.6 pokazano trend oraz przebieg temperatury wody chłodzącej z poziomu temperatury grzania (startu) SG, podczas manewrów wyjściowych z portu, do projektowej wartości temperatury pracy ciągłej SG obciążonego nominalną mocą pacy ciągłej.



Rys.6 Wzrostu temperatury wody chłodzącej SG w zależności od jego obciążenia

4.2. Układ sterowania silnikiem napędu głównego

Sterowanie SG realizowane jest poprzez pneumatyczny system generowania sygnałów zadających. Sterowanie nastawą głównego zespołu napędowego do pracy napród/wstecz oraz jego częstotliwością obrotów, dokonuje się telegrafem maszynowym lub mostkowym. Podczas badania tego układu, stwierdzono niewłaściwą jego pracę. Po przesterowaniu SG do pracy na „Wolno Wstecz” (WW), zauważono dynamiczny wzrost jego obrotów z wartości biegu jałowego 300 n^{-1} do wartości 640 n^{-1} co odpowiada nastawie powyżej „Cała Wstecz” (CW), po czym dynamiczne przejście do wartości obrotów SG zgodnych z wybraną nastawą telegrafu, czyli 400 n^{-1} . Pomierzone wartości czasu i prędkości obrotowej SG podczas badania przesterowania (manewrów) przedstawia diagram na rys.7.



Rys.7 Diagram przesterowania SG podczas manewrów głównym zespołem napędowym.

Stan zawyżonych obrotów utrzymywał się przez okres 3-4 sek. po czym, przez układ kontrolny, obroty SG były w przeciągu 1-2 sek. redukowane do wartości projektowej dla tej nastawy. Przy takiej pracy układu sterującego, każde przesterowanie SG do pracy na „Wstecz” skutkowało pompażem w kanałach przepływowych, i związanym z tym znacznym dymieniem z komina statku. Przegląd instalacji pneumatycznego sterowania głównym zespołem napędowym wykazał wadliwą pracę przekaźnika i wzmacniacza sygnału zadającego nastawę obrotów SG do pracy na „Wolno Wstecz”. Po remoncie wadliwych elementów układu pneumatycznego sterowania SG, system pracował poprawnie.

4.3. Mechanizm obracania zaworów w głowicy SG

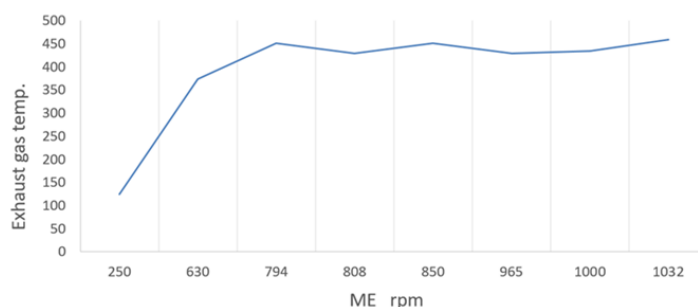
Zawory dolotowe oraz wylotowe są obciążone nie tylko mechanicznie od ciśnienia w komorze spalania, powietrza doładowania podczas pompażu TC ale także od temperatury gazów spalinowych [21,24,26,27]. Dynamiczna zmienność wartości tych obciążeń może wywołać skutki przekroczenia ich granicznych wytrzymałości. Zawory poprzez bezpośredni kontakt z przylgnią zaworu (gniazdem) oraz prowadnicą trzonka zaworu przekazują do głowicy strumień ciepła, chłodząc się. Przylgnie grzybków zaworowych w celu równomiernego zużycia mechanicznego, wymagają ciągłego ich obracania wokół pionowej osi trzonka zaworu, co wymuszane jest mechanizmem obrotu zaworu „Rotocapem”. Jego niewłaściwa praca w znacznym stopniu naraża grzybki zaworowe na degradację jego przylgni i gniazda. Podczas testowania SG stwierdzono brak pracy ośmiu „Rotocapów” czyli 8 zaworów nie obracało się podczas pracy. Na rys.8 pokazano uszkodzony Rotocap po zdemontowaniu dźwigni zaworowej.



Rys.8 Obraz uszkodzonego mechanizm obrotu zaworu

4.4 Pomiar parametrów pracy SG

Przeprowadzone badanie stanu pracy SG podczas pływania pod balastem, i z pełnym ładunkiem wykazały, że silnik osiąga zbyt wysokie temperatury spalin wylotowych przy pełnym obciążeniu mocą nominalną w czasie pływania morskiego. Wartości częstości obrotowych nominalnych pracy ciągłej (MCR) zawierają się w przedziale 950–1000 n⁻¹. Dla takiego obciążenia, wartości temperatury spalin wylotowych nie powinny przekroczyć 380–420 °C, natomiast podczas badania (w trakcie eksploatacji) były one powyżej wartości granicznych, i osiągały wartości 460 – 480 °C, czyli poza zakresem projektowym dla nominalnego obciążenia mocą tego silnika. Na rys. 10. pokazano wykres temperatury spalin wylotowych w zależności od obciążenia SG uzyskany podczas badania.



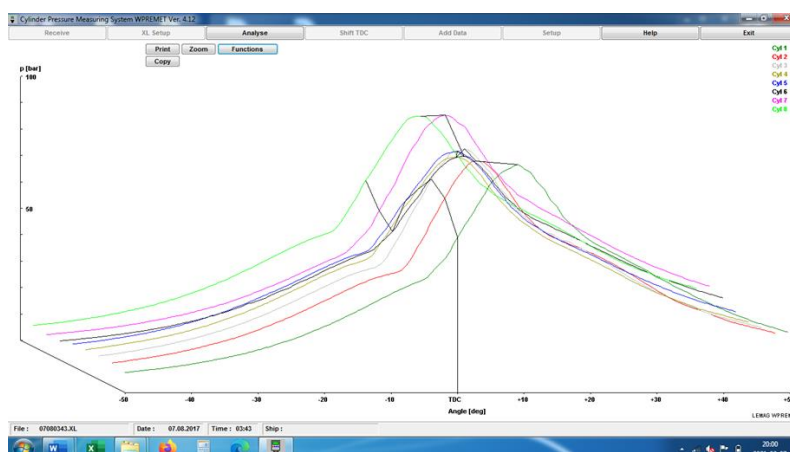
Rys. 10 Wykres temp. spalin wylotowych w zależności od obciążenia SG (prędkości obrotowej)

Badania indykatorowe przebiegów procesu spalania i stanu obciążenia SG wykonano przy użyciu indykatora elektronicznego LEMAG Premet C XL niemieckiej firmy LEHMANN & Michels GmbH, wyposażony w oprogramowanie WPREMET, umożliwiający analizę uzyskiwanych wyników badań. Elektroniczny indykator użyty do badania pokazano na zdjęciu rys.11.



Rys.11 Widok indykatora elektronicznego LEMAG Premet C XL

Badania wykresów indykatorowych wykazało, że brak jest zrównoważonego rozkładu mocy na poszczególnych cylindrach SG, co pokazano na rys.12.



Rys.12 Wykresy indykatorowe silnika napędu głównego – obciążenie 90 % MRC

Moment obrotowy na wale śrubowym, wykonano stosując torsjometr, którego widok został pokazany na rys.13.



Na rys.13, Widok torsjometru użytego do pomiaru momentu obrotowego przenoszonego przez wał śrubowy

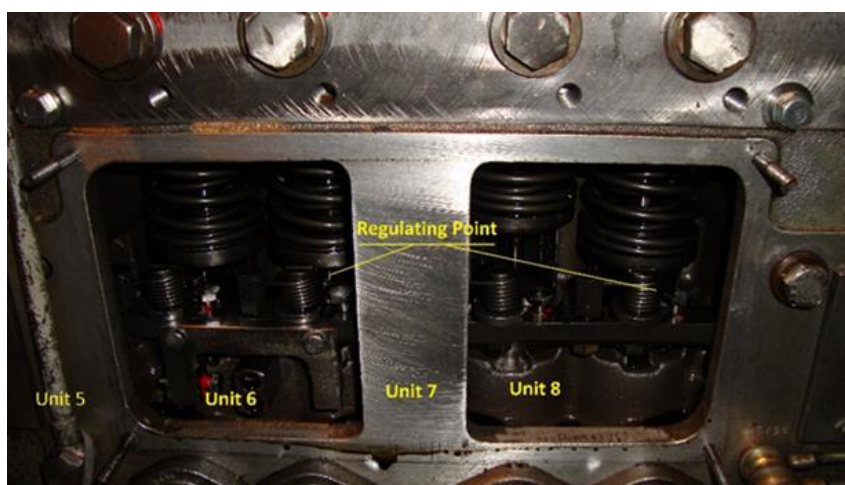
Analiza uzyskanych wyników z wykonanych pomiarów wskazywała na pracę SG w polu jego przeciążenia.

5 Działania korekcyjne, naprawcze.

Z uwagi na konieczność wykonania usługi transportowej statku, co wynikało z kontraktu „Charterowego”, korekcie nastaw oraz regulacje głównego zespołu napędowego wykonywano etapami. Czynności korekcyjne wykonywano podczas postoju statku w porcie, a ich weryfikację przeprowadzano podczas płynięcia do kolejnych portów. Taka koncepcja weryfikacji została przyjęta z uwagi na możliwość badania napędu statku w różnych stanach załadowania, czyli pływaniu pod balastem i z pełnym ładunkiem. Przyjęta koncepcja badania dawała pełny obraz jakości i zasadności podjętych działań korekcyjnych.

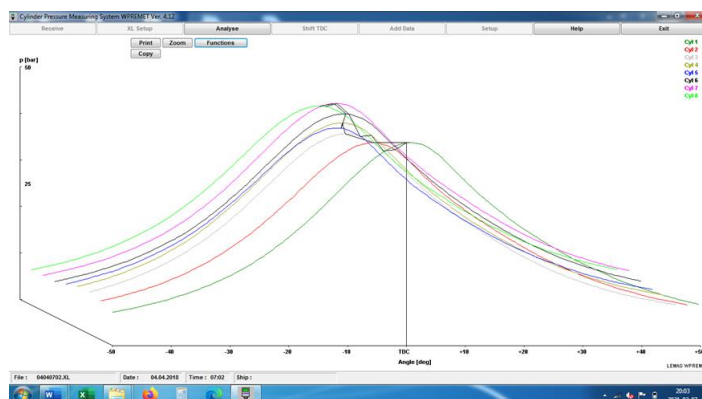
5.1 Aparatura paliwowa SG

Skorygowano nastawy pomp wtryskowych (dawki paliwa) oraz chwilę rozpoczęcia wtrysku paliwa. Korektę wykonano na 3-ch pompkach wtryskowych, przy użyciu korektora dawki paliwa, będącego wyposażeniem pomp wtryskowych, co przedstawia rys.14.



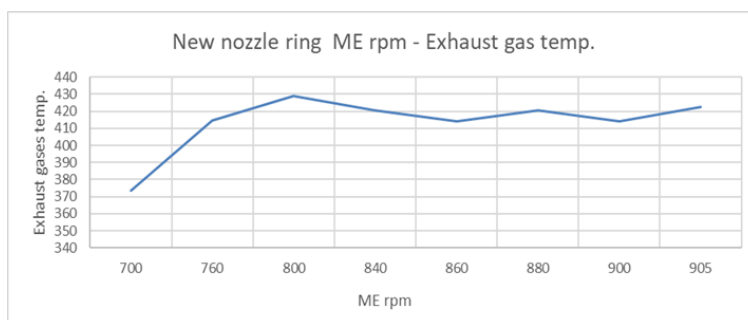
Rys.14 Widok pomp wtryskowych paliwa z korektorem nastaw

Zgodność kąтового położenia wału krzywkowego względem wału korbowego dokonano przy użyciu elektronicznego miernika kąta obrotu wału. Działania korekcyjne częściowo wyrównały rozkład mocy w poszczególnych cylindrach SG, co pokazano na rys.15.



Rys. 15 Wykres indykatorowy silnika napędu głównego, po korekcji – 90 % MCR.

Ponadto pomiar temperatury spalin wylotowych, potwierdził poprawność i zasadność podjętych działań regulacyjnych [13]. Pomierzone wartości temperatur spalin wylotowych w zależności od prędkości obrotowej SG przedstawia rys. 16.



Rys.16 Zależność temperatury gazów wylotowych od obrotów Silnika Głównego

5.2 Obieg wody grzewczej SG

Wymieniono nastawnik kontrolny temperatury wody w obiegu grzania SG na nowy, odbudowano instalację elektryczną oraz oczyszczono podgrzewacz tej wody. Instalację testowano podczas przygotowania SG do ruchu. Osiągane wartości temperatury wody grzewczej a zatem SG były zgodne z DTR dla tego silnika, czyli równe 50 °C.

5.3 Pneumatyczny układ sterowania głównym zespołem napędowym statku

Naprawiono przetwornik ciśnienia powietrza sterującego do pracy „Wstecz” SG, oraz wzmacniacz sygnału pneumatycznego w bloku kontrolnym regulatora prędkości obrotowej. Układ poddano testom, pracował poprawnie, generując właściwą wartość sygnału nastawy tej prędkości SG, zgodnie z wartością projektową, utrzymując stabilną jego pracę na wszystkich wybieranych nastawach.

5.4 Dokowanie statku

Wykonane pomiary mocy użytecznej (stosując torsjometr) osiągniętej przez silnik główny, wykonane wykresy indykatorowe SG wykazały jego przeciążenie przy wyższych zakresach nastaw. Zakładając poprawność wykonanej regulacji aparatury paliwowej, regulacji cyrkulacji mediów oraz regulacji automatycznego sterowania silnikiem głównym, przyjęto założenie, że śruba napędowa jest za ciężka dla tego silnika, bowiem wyniki pomiarów wskazały niewłaściwą charakterystykę zastosowanego pędnika. Z uwagi na nową ofertę „Charteru”, tym razem z przewidywanym dłuższym i pełnym zakresem obciążenia głównego zespołu napędowego, armator postanowił dokować statek.

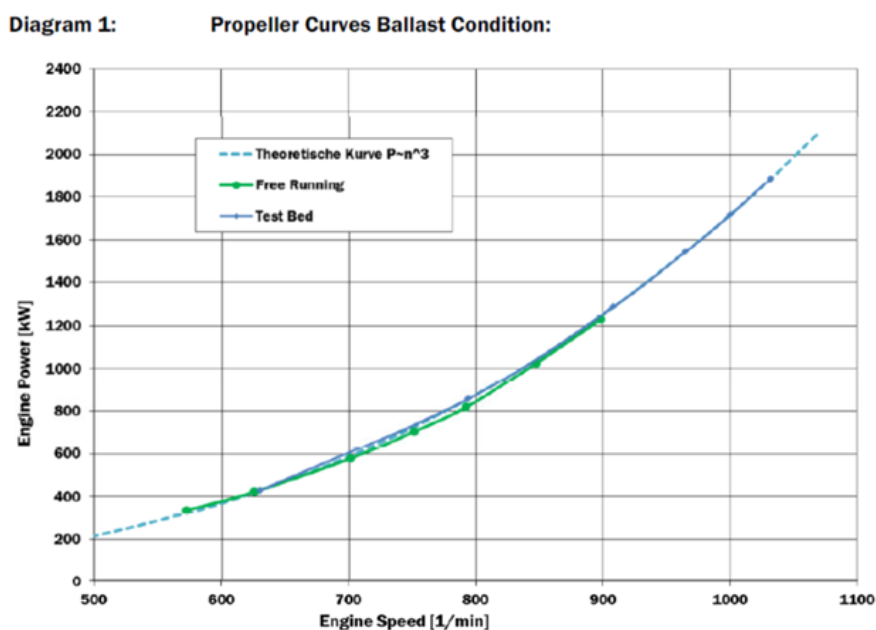
Oględziny zewnętrzne kadłuba statku, wykazały prawie całkowite zamulenie wymiennika ciepła („Cooling Sea Chest”). Wymiennik ciepła wymyto a kadłub statku oczyszczono z narostów, eliminując tym samym dodatkowe opory pływania.

Oględziny i pomiar powierzchni czynnej płatów śruby napędowej potwierdził wcześniejsze założenie, że śruba była za „ciężka” w odniesieniu do mocy nominalnej silnika napędu głównego, a punkt pracy znajdował się w polu pracy „ciężkiej” silnika tego statku. Po pomiarach stwierdzono, że powierzchnia naporu płatów śruby jest o 10 % większa od wartości projektowej. Na rys.16 pokazano możliwość pomiaru śruby napędowej przy użyciu programu komputerowego bazującego na odwzorowaniu wyszczególnionych punktów bazowych naniesionych na płyty pędnika [8].



Rys.16 Poglądowa prezentacja możliwości pomiaru powierzchni naporu pędnika statku.

Zamontowano nową śrubę napędową przewidzianą w projekcie technicznym dla tego typu silnika. Na rys.17 przedstawiono nową charakterystykę śrubową pędnika [5, 8]



Rys. 17. Charakterystyka nowej śruby dla różnych wariantów pływania - swobodnego oraz jazdy morskiej

6 Badanie zaworów dolotowych SG

Do badania przeznaczono dwa losowo wybrane zawory dolotowe. Pierwszy zawór po przepracowaniu 450 godz. (według dokumentacji statkowej) był wymontowany z SG, drugi natomiast został wymontowany po jego uszkodzeniu. Oba zawory poddano takim badaniom jak: [6, 7]

1. Badanie makroskopowe
2. Badanie mikroskopowe
3. Badanie metalograficzne

6.1 Badanie makroskopowe

Przekazane do badania zawory dolotowe, były zaworami wymontowanymi z głowicy cylindrowej SG, nieuszkodzony, zawór 1 po 450 godz. pracy, zawór 2, uszkodzony bez określenia czasu

pracy. Charakterystyczną widoczną cechą zaworu nr 2, uszkodzonego, jest wygięcie jego trzonka oraz zarysowania na górnej części trzonka w miejscu osadzenia mechanizmu obrotu zaworu („Rotocapu”). Jakkolwiek są one małe, to jednak wskazują na zakłócenia w pracy „Rotocapu”. Takie rodzaje deformacji pokazano na rys.18 i 19.

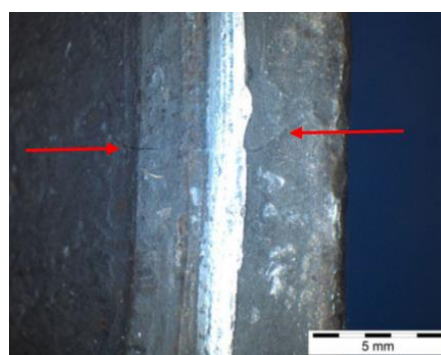


Rys.18 Widok zaworów dostarczonych do badania Rys.19 Obraz zarysowanej górnej części trzonka zaworu

Oba zawory w dolnej części mają znaczne osady węglowe, w formie nagaru. Na brzegu grzybka zaworu występują pęknięcia zwane jako „pęknięcia obwodowe”, co pokazano na rys.20 i 21 [6, 7].

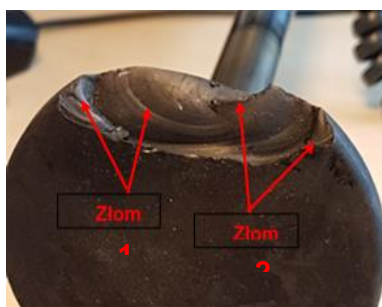


Rys.20. Widok pęknięcia grzybka zaworu oraz brzegu rozdziału brakującego fragmentu zaworu.



Rys.21. Widok pęknięcia promieniowego grzybka zaworu wymontowanego z SG – nieuszkodzonego.

Oględziny powierzchni rozdziału (złomu) grzybka zaworu w miejscu urwanego fragmentu pokazują wyraźnie dwa różne przełomy z tzw. linią bruzdowania. Przełom pierwszy jest charakterystycznym złomem zmęczeniowym, o muszelkowatym wyglądzie (kształt powierzchni nazywanymi bruzdami). Przełom drugi, brzegowy, jest złomem rozdzielczym, powstałym w wyniku nagłego urwania już nie spójnej części grzybka zaworu, co pokazano na rys. 22.



Rys.22 Widok miejsca oddzielenia brakującego fragmentu zaworu dolotowego, z widocznymi liniami rozdziału: 1- złom zmęczeniowy; 2 – złom rozdzielczy.

Część powierzchni badanego zaworu (nr.2) uszkodzona była w postaci wgłębień, prawdopodobnie wskutek metalicznego wielokrotnego kontaktu z urwanymi fragmentami uszkodzonego zaworu, co mogło też być przyczyną wygięcia trzonka zaworu. Obraz tego rodzaju uszkodzeń pokazano na rys. 23.

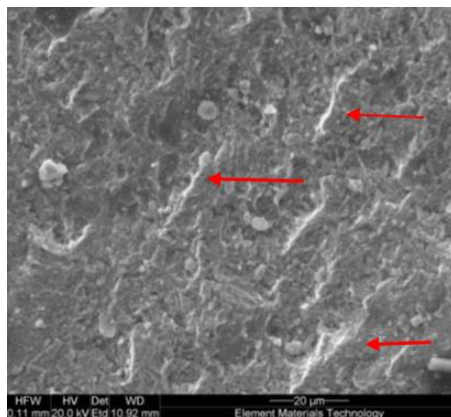


Rys. 23 Obraz uszkodzenia grzybka zaworu dolotowego wskutek kontaktu metalicznego z fragmentami oderwanymi od zaworu, widoczne na małym zdjęciu.

Generalnie takiemu uszkodzeniu lub odkształceniu ulegała dolna część zaworu. W znacznie mniejszym stopniu przebarwienia, zarysowania były widoczne na trzonkach zaworów w dolnych ich partiach. Zawory oczyszczono dla potrzeb badań mikroskopowych i metalograficznych.

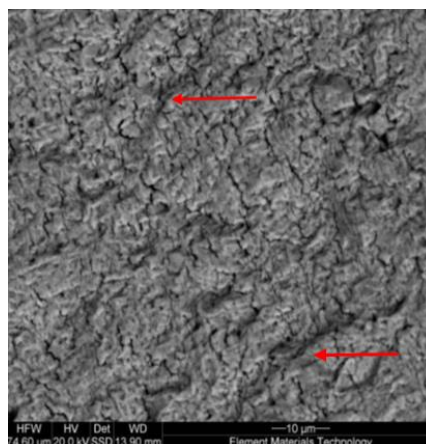
6.2 Badanie mikroskopowe

Powierzchnie pęknięcia zbadano za pomocą techniki Skaningowej Mikroskopii Elektronowej. Powierzchnia najbardziej uszkodzona nie wykazywała powstania uszkodzenia wynikającego z wad materiału lub zmiany jego struktury. Niemniej jednak znajdują się tu obszary, które wydają się być skorodowane lub utlenione.



Rys.24 Obraz powierzchni mikroskopowej z miejscami wskazującymi na skorodowane lub utlenione wskutek dostępu środowiska w wyniku uszkodzenia mechanicznego.

Ponadto struktura wykonanego skanu materiału zaworu w miejscu przełomu, wykazuje linie powstające w wyniku wzrostu pęknięć zmęczeniowych. Taki obraz przedstawiono na rys.25



Rys. 25 Obraz powierzchni złamania uzyskany ze skaningowego mikroskopu elektronowego: zgrubne wzory linii w powierzchni pęknięcia

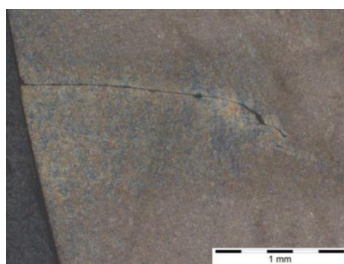
6.3 Badanie metalograficzne

W celu wykonania badania metalograficznego wykonano wycinek fragmentu grzybka zaworu, co pokazano na rys. 26. Badanie mikrostruktury zaworu dolotowego wykazały odpuszczoną mikrostrukturę martenzytyczną.. Ta struktura nie odbiegała od normy w miejscu ułamania (złomu) oraz oddalonym od niego fragmencie. Struktura taka jest typowa dla produkowanych zaworów dla tego typu silnika. Tak więc należy wykluczyć wady materiałowe mogące być przyczyną tego rodzaju uszkodzenia.



Rys. 26. Widok grzybka zaworu dolotowego z wycinkiem-grzybka zaworu do badań metalograficznych

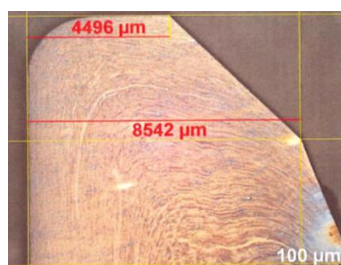
Na powierzchni zaworu, w miejscu prawdopodobnego początku pęknięcia występuje korozja. Wskazywałoby to, że początek rozdziału materiału grzybka zaworu następował w tym miejscu. Ekspansja pęknięcia prawdopodobnie następowała wskutek cyklicznego działania obciążeń mechanicznych wynikających z cyklu pracy zaworów. Miejsce pęknięcia pokazano na rys. 27.



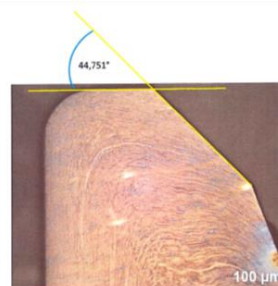
Rys. 27 Widok Zaworu referencyjnego: Początek pęknięcia na powierzchni, korozja na powierzchni (próbka przed wytrawieniem).

Pomiar twardości, w różnych miejscach badanego grzybka zaworu, wykonany był metodą Vickersa, przy obciążeniu masą o wartości 500 gramów. Wyniki wykazują twardość tego samego rzędu wartości, zarówno dla pęknięcia jak i dla miejsca odniesienia.

Po wykonaniu dokładnych pomiarów grubości i kątów grzybka zaworu, w porównaniu z dokumentacją okazało się, że jego grubość jest o 1 mm mniejszy niż być powinien. Wskazuje to na wielokrotną regenerację (docieranie) zaworu, miejsca pomiaru pokazano na rys.28. i 29.



Rys.28. Wyniki pomiaru zaworu w przekroju przylgni



Rys. 29. Wyniki pomiaru kąta pochylenia przylgni zaworu

7 Wnioski końcowe.

Badając przyczyny powtarzających się uszkodzeń zaworów dolotowych SG rozpatrywano szeroki aspekt wzajemnego oddziaływania wszystkich uwarunkowań, wynikających z rzeczywistej

eksploatacji układu napędowego statku, oraz wynikających z niej stanów energetycznych części skojarzonych ruchowo.

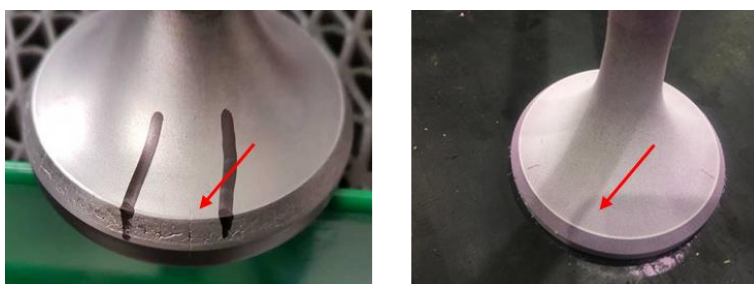
Analiza laboratoryjna uszkodzeń wykazała, że wada strukturalna materiału zaworów dolotowych, w tym przypadku nie występuje. Niemniej jednak możliwe jest, że skład użytej stali do wytworzenia zaworów dolotowych mógł być powodem niepożądanego kruchości w skrajnie niekorzystnych warunkach jego pracy, lecz wcześniejsza, praca tego silnika tej wady nie potwierdziła, zatem i tę wadę można pominąć.

Specyfika obciążeń SG oraz uszkodzenia zaworów dolotowych, wskazuje, że przyczyną uszkodzenia, w postaci pęknięć obwodowych jest obciążenie cieplne, które jest funkcją temperatury. Jednakże jest to dopiero początek procesu destrukcji zaworów dolotowych. Rodzaj przełomu zmęczeniowego w miejscu zniszczenia grzybka zaworu dolotowego potwierdza, że proces ten dokonywał się w bliżej nieokreślonym czasie, wskutek działania wielokrotnie zmiennych także obciążeń mechanicznych. Niska temperatura uruchomienia (startu) SG, czyli tzw. „Zimny start”, była jedną z głównych przyczyn naprężeń termicznych występujących na grzybku zaworu dolotowego. Powtarzający się pompaż powietrza ładującego zarówno podczas przesterowania SG na pracę wstecz oraz podczas deceleracji obciążenia generował zmienne w czasie działanie dynamiczne tego powietrza w procesie wymiany czynnika roboczego. Taki mechanizm obciążeń zaworów dolotowych w powiązaniu z niepracującymi „Rotocapami” oraz niewłaściwie wyregulowaną aparaturą paliwową silnika spowodował pojawianie się pracy niestatecznej silnika głównego.

Tak więc można uzasadnione jest twierdzenie, że przyczyną zaistniałych uszkodzeń zaworów były:

- obciążenia cieplne,
- obciążenia mechaniczne,

Jakkolwiek powyżej wymienione pojedyncze stany pracy powodowały obciążenia zaworów dolotowych i ich mikropęknięcia oraz złuszczenia co pokazano na rys.30, to jednak nie musiało to doprowadzić do ich zniszczenia, w postaci ułamania.



Rys.30. Widok uszkodzeń obwodowych grzybka zaworu dolotowego – zawór zdemontowany po planowym okresie pracy; a – złuszczenie; b - mikropęknięcie

Występowanie kolejno po sobie i/lub łącznie, wyżej wymienionych nieprawidłowości, jako synergizm, skutkowało finalnym zniszczeniem zaworów dolotowych SG.

Po zamontowaniu prawidłowo dobranego pędnika, naprawie obiegu grzania i chłodzenia silnika wodą, naprawie układu sterowania, skorygowaniu nastaw wtryskowej aparatury paliwowej SG, główny zespół napędowy poddano długoterminowej weryfikacji podjętych napraw i korekcyjnych.

Otrzymane wyniki z testów prowadzonych podczas normalnej eksploatacji potwierdziły prawidłowość oceny przyczyn zaistniałej sytuacji prowadzącej do uszkodzeń zaworów dolotowych oraz zasadność podjętych działań korekcyjnych. Główny zespół napędowy pracował w pełnym zakresie projektowych obciążeń, utrzymując projektowe wartości wskaźników pracy SG.

8 Analiza procesu.

Analizując przyczyny powstania tego rodzaju uszkodzeń zaworów dolotowych w głowicy SG, brano pod uwagę wszystkie uwarunkowania mające istotny wpływ na odejście od projektowych stanów pracy silnika napędu głównego. Rozpatrywano warunki eksploatacyjne podczas realizacji zadania transportowego, czynnik ludzki w zakresie wykonywania obsługa profilaktycznych oraz zależności

energetyczne pomiędzy obiegami podgrzewania i chłodzenia wodą SG i jego układami tribologicznymi (częściami skojarzonymi ruchowo).

Na wstępie należy zaznaczyć, że załoga statku nie jest w stanie ocenić wady materiałowej dostarczanych części wymiennych, dlatego też w „Dobrej Wierze” montowała je w urządzeniach.

Z badania, w laboratoriach wynika, że występowały obciążenia [6,7]:

- cieplne (termiczne, temperaturowe)
- mechaniczne → zmęczeniowe

Natomiast uwzględniając badania na statku oraz dokumentację statkową / armatorską należy powyższy zbiór przyczyn uzupełnić również pozostałymi czynnikami jak [1,3,4,10]:

- dynamika i zakres zmienności obciążeń
- czynnik ludzki → właściwe użytkowanie i wykonywanie prawidłowej obsługi profilaktycznej

Zatem zasadne jest przywołanie zależności opisanej w p.2 (Badanie przypadku):

$$Z = f(t, \delta, \tau, l)$$

gdzie:

Z – zdatność zaworu,

t – wymuszenie termiczne,

δ – wymuszenie mechaniczne,

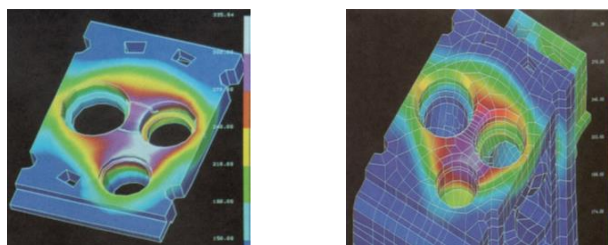
τ – wymuszenie wynikające z dynamiki zmian obciążeń silnika,

l – wymuszenie wynikające z działania czynnika ludzkiego.

Dekomponując ten zapis, z punktu widzenia prakseologii, oceniając stan energetyczny silnika głównego, należy zastosować metodę pojęciową, a nie definicyjną, trudno jest określić np. obciążenie cieplne silnika z definicji. Czym innym jest bowiem obciążenie cieplne w komorze spalania, a czym innym jest obciążenie cieplne elementów konstrukcyjnych przestrzeni roboczej przenoszących strumień energii do elementów odprowadzających ciepło (np. trzonek zaworu → prowadnica zaworu) [11,21]. Dlatego też rozpatrując uszkodzenia grzybków zaworów dolotowych, brano pod uwagę różnorodność obciążeń jego poszczególnych fragmentów w całym cyklu pracy SG.

Tak więc analizę rozpoczęto od warunków początkowych, udziału załogi w użytkowaniu i wykonywaniu obsługi profilaktycznych SG, czyli z oceną tego na co ma wpływ czynnik ludzki.

Czynnik ludzki oznaczony jako „ l ” otóż niedopilnowanie wartości temperatury początkowej SG, przed rozpoczęciem jego pracy skutkowało dużym naprężeniem termicznym w obrębie posadowienia grzybka zaworu dolotowego i jego gniazda. Skutek ten był dodatkowo potęgowany niepoprawną pracą mechanizmu obrotu zaworu („Rotocap”). Brak obrotu ogniskował naprężenia termiczne w jednej części zaworu, co wynikało z istoty pracy i mechaniki przepływu czynnika roboczego (powietrza ładującego). Na rys. 31 pokazano rozkład temperatur w miejscu złożenia zaworu i jego posadowienia.



Rys.31. Widok rozkładu temperatur w gniazdach zaworowych oraz rozkładu temperatur w głowicy - nieustalony przepływ ciepła [19]

Niedopilnowanie wymaganej skuteczności pracy obiegu grzania / chłodzenia SG ograniczało zakres obciążenia zespołu napędowego statku. W tym przypadku, rozpatrując temperaturę wody

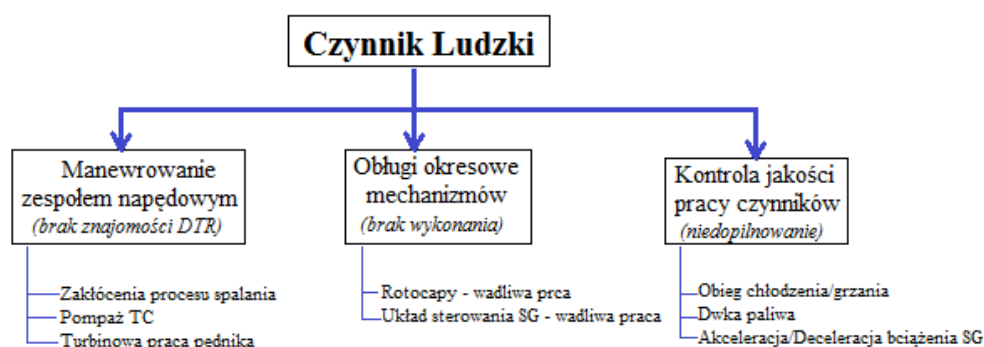
chłodzącej, było brak przeprowadzonej dokładnej analizy przyczyn takiego stanu, a załoga ograniczała się jedynie do redukcji nastaw jazdy morskiej SG.

Kolejnym czynnikiem destrukcyjnym było działające załogi związane z użytkowaniem układu napędowego statku zwłaszcza jego obciążen (akceleracja oraz deceleracja). Takie użytkowanie SG, szczególnie jego przejście od pracy manewrowej do pracy morskiej doprowadzało do zakłóceń procesu spalania (spalanie niecałkowite i niezupełne). Natomiast zbyt szybka redukcja obciążenia SG powodowała pompaż w kanałach przepływowych ze wszystkimi skutkami takiego zjawiska. Oba przypadki generowały duże obciążenia temperaturowe i mechaniczne. Należy tu również zauważyć, że w takim przypadku (deceleracja obciążenia) dochodziło do tzw. turbinowej pracy pędnika, co skutkowało chwilowym przeciążeniem obrotami SG (nadobrot).

Należy tu również uwzględnić zużycie mechaniczne przylgni zaworu dolotowego wskutek braku jego obrotu (wadliwa praca „Rotocapów”). Jakkolwiek wcześniej zdarzały się przypadki pęknięć obwodowych grzybka zaworów dolotowych, to jednak nie doprowadzały one do oderwania się jego części. Pęknięcia i złuszczenia grzybka zaworu pokazano na rys.30 i 34.

Tak więc mamy w rozpatrywanym przypadku do czynienia z czynnikiem ludzkim w formie braku poprawnej eksploatacji i użytkowania zespołu napędowego statku co skutkowało jego zdatnością częściową lub niezdatnością jako konsekwencja przyjętej strategii jego użytkowania.

Można zatem ten etap destrukcyjnego użytkowania SG przedstawić grafem:



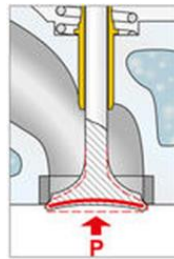
Skutek działania termicznego oznaczony jako „t” – niska temperatura SG przed jego uruchomieniem (startem) skutkowałą tzw. „Zimnym startem”. Taki stan generował duże naprężenia termiczne głównie zaworów dolotowych i wylotowych. Rozkład temperatur w głowicy cylindrowej pokazano na rys.31. Z racji składu metalurgicznego, zawory spalin wylotowych są bardziej odporne na naprężenia termiczne od zaworów dolotowych, dlatego istotnym jest dopilnowanie zrównoważonego stanu energetycznego całego silnika szczególnie przed jego startem. Mechanika pompażu w kanałach przepływowych TC generuje dużą pulsację powietrza doładowania, o małej częstotliwości, ale o dużej amplitudzie, co skutkuje zmiennie-temperaturowym i mechanicznym obciążeniem szczególnie grzybka i dolnej części trzonka zaworu dolotowego. Miejscowe obniżenie ciśnienia powietrza doładowania w kolektorze, podczas pompażu, poniżej ciśnienia w komorze spalania wymusza zwrotne przepływy świeżego ładunku i pozostałych spalin z komory spalania [22,29,30]. Takie zmiany temperatury grzybka i trzonka zaworu powodują jego miejscowe naprężenia a w konsekwencji jego stopniową degradację. Skutek ten potęgowany jest dynamiczną reakcją pulsacji gazów i brakiem obrotu zaworu w jego posadowieniu. Natomiast doprowadzenie do ponad normatywnej temperatury pracy silnika (temperatura wody chłodzącej o wartości 98 °C; temperatura spalin wylotowych o wartości 480 °C) podczas pełnego obciążenia SG, skutkuje zmniejszeniem luzów montażowych zaworów oraz w ich prowadnicach. Na rys.32 pokazano miejsca uszkodzeń w wyniku działania tego rodzaju nieprawidłowości.



Rys.32 Widok miejscowych uszkodzeń zaworów: a – trzonka a powodu zbyt małego luzu w prowadnicy, b – przylgni zaworu z powodu zbyt małego luzu „x” [11]

Skutek działania mechanicznego oznaczony jako „ δ ” – obciążenia mechaniczne zaworów należy rozpatrywać w kilku aspektach.

– pracę silnika w polu jego przeciążenia wykazały badania. Zatem wzrost ciśnienia występującego w komorze spalania wywiera znaczne naciski na grzybek zaworu, mogąc doprowadzić do powstania tzw. „tulipanów”, co pokazano na rys.33. Tego rodzaju odkształcenia sprzyjają zmęczeniowemu procesowi niszczącemu pękniętego grzybka zaworu dolotowego.



Rys.33 Widok uszkodzenia zaworu z powodu zakłóceń w procesie spalania mieszanki paliwowo-powietrznej [10].

– mechaniczne wzajemne oddziaływanie elementów konstrukcyjnych w obszarze posadowienia zaworu w głowicy SG. Zatarcie trzonka zaworu w jego prowadnicy, zbyt mały luz montażowy lub odłamane fragmenty zaworu w komorze spalania, mogą i powodują wygięcie trzonka zaworu, jako konsekwencja metalicznego kontaktu tych części. Konsekwencją takiej nieprawidłowości pracy zaworu jest brak prawidłowego złożenia jego przylgni i gniazda.

– wadliwie pracujące „Rotocapy”, co skutkuje nierównomiernym zużyciem przylgni zaworu, jego złuszczeniem lub nadpaleniem. Taki rodzaj zużycia grzybka zaworu dolotowego pokazano na rys.34.



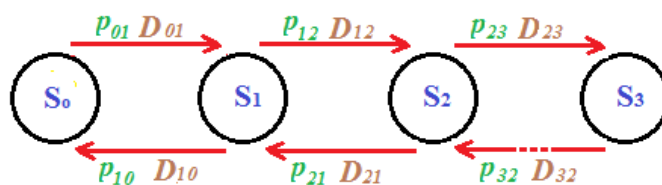
Rys.34. Widok miejscowego nadpalenia / wykruszenia grzybka zaworu dolotowego.

– hydrauliczne działanie płynów na szczeliny pęknięć obwodowych grzybka zaworu dolotowego. Otóż jak wcześniej wspomniano, podczas zimnego startu SG, powietrze doładowania zawierało w sobie pewne ilości wilgoci. Wymagania producenta są, aby wartość temperatury powietrza doładowania była nie niższa jak 40–42 °C, a podczas badania wartość tej temperatury była na poziomie 28-30 °C. Kolejnym płynem był olej smarowy dźwigni i trzonów zaworowych. Smarowanie klawiatury jest typu

kropłowego, i przy nieodpowiednim wyregulowaniu wydajności kroplenia i zimnym silniku występuje naciek oleju smarowego na trzon zaworu i w konsekwencji na jego grzybek. Zakłócenia w pracy SG, jako konsekwencja tego rodzaju jego eksploatacji, powodowały kropłowe zamiast mgłowego zasilanie komory spalania. W takim przypadku płyny generowały duże siły rozpierające/rozklinowujące szczelinę pęknięcia podczas zamykania zaworu, tworząc swojego rodzaju prasę hydrauliczną. Taki mechanizm destrukcji zaworu powodował utratę spójności materiału grzybka zaworu i w dalszym procesie pracy doprowadzał do zmęczeniowego zniszczenia w miejscu rozdziału fragmentu zaworu.

Jak wynika z przeprowadzonych badań przedstawionych zdarzeń oraz analizy procesu zniszczenia zaworu, widać, że jest to proces wieloaspektowy. Najistotniejszym jednak jest fakt, że zdarzenie pierwotne nie musiało doprowadzać do dalszej destrukcji. Zatem jest to proces $\{X(t): t \geq 0\}$ warunkowego przejścia ze stanu S_0 do stanu S_3 , rozłożony w czasie t , zależnie od losowego zaistnienia zakłóceń (działań) $D_0, \dots, 3$. Jakkolwiek przejście ze stanu S_0 do stanu S_1 , w rozpatrywanym przypadku, jest głównie zależne od temperatury początkowej procesu (zimne starty SG), to już przejścia do kolejnych stanów $S_1, \dots, 3$ zależne są od czasu trwania innych zakłóceń.

Należy jednak zauważyć, że nie każde uszkodzenie zaworu (pęknięcia obwodowe), musiało skutkować jego zniszczeniem, ale podczas istnienia innych wymuszeń, kolejno i / lub jednocześnie do takiego skutku już doprowadzało. Zmiany tych stanów można przedstawić w uproszczeniu, grafem jak na rys. 35.[20]



Rys.35 Uproszczony graf zmian stanów procesu $\{X(t): t \geq 0\}$

Jeżeli stan S_0 reprezentuje sytuację zrównoważonego stanu energetycznego SG przed jego startem, to jego zakłócenie jest warunkiem przejścia do stanu S_1 . Zatem przejście rozpatrywanego procesu $\{X(t): t \geq 0\}$ do stanu S_1 następuje z prawdopodobieństwem p_{01} pod warunkiem zaistnienia zakłócenia (działania) D_{01} . Odpowiednie przygotowanie SG do jego pracy mogło by zatrzymać ten proces, lecz załoga nie podjęła czynności zgodnych z DTR, więc stanu S_1 nie mogła stwierdzić, gdyż tego rodzaju uszkodzenia nie ma wyraźnych symptomów niezdatności częściowej. Taka sytuacja jeszcze nie warunkuje uszkodzenia głównego zespołu napędowego, to jednak warunkuje zmianę zdatności jego skojarzenia zawór \leftrightarrow przylgnia. Na tym etapie jest jeszcze możliwe podjęcie działań prowadzących do powrotu procesu ze stanu $S_1 \rightarrow S_0$ pod warunkiem podjęcia działań korygujących [20].

Dalszy proces destrukcji zaworu, czyli przejście do kolejnego stanu $S_1 \rightarrow S_2$, następuje z prawdopodobieństwem p_{12} pod warunkiem zaistnienia zakłóceń (działania) D_{12} . Na tym etapie występują zakłócenia mechaniczne, opisane powyżej, jest jeszcze możliwy powrót stanów $S_2 \rightarrow S_1$ pod warunkiem zmiany/korekcji rodzaju eksploatacji SG.

Końcowy stan S_3 jest już stanem utraty całkowitej przydatności SG do wykonania jego zadania a to oznacza, że nie może zapewnić napędu statku. W tym przypadku konieczny jest powrót SG ze stanu $S_3 \rightarrow S_0$, co jest możliwe dopiero po wykonaniu odnowy wyszczególnionej głowicy SG.

A zatem, zgodnie z grafem zmian stanów przedstawionym na rys. 35 możemy określić-macierz funkcyjną, oraz rozkład początkowy: opisanego procesu $\{X(t): t \geq 0\}$. Rozkład początkowy jest następujący:

$$P_j = P\{X(0) = S_j\} = \begin{cases} 1 & \text{dla } j = 0 \\ 0 & \text{dla } j = 1,2,3 \end{cases}$$

Macierz funkcyjna zgodnie z grafem zmian stanów będzie miała postać:

$$Q(D) = \begin{bmatrix} 0 & Q_{01}(t) & 0 & 0 \\ Q_{10}(t) & 0 & Q_{12}(t) & 0 \\ 0 & Q_{21}(t) & 0 & Q_{23}(t) \\ 0 & 0 & Q_{32}(t) & 0 \end{bmatrix}$$

Elementy macierzy są niemalejącymi funkcjami zmiennej t , oznaczającymi prawdopodobieństwo zaistnienia przejścia procesu $\{X(t): t \geq 0\}$ z jego kolejnymi stanami:

$$S_0 \rightarrow S_1 \rightarrow S_2 \rightarrow S_3.$$

Uwzględnienie grafu przejść stanów $S_0 \rightarrow S_1 \rightarrow S_2 \rightarrow S_3$ procesu $\{X(t): t \geq 0\}$ pozwoli określić wzajemne uwarunkowania przyczynowo–skutkowe istniejące w procesie każdej destrukcji elementów skojarzonych ruchowo.

Z przedstawionych rozważań wynika, że proces niszczenia jest łańcuchem przyczynowo – skutkowym wielu zdarzeń niepożądanych, które są skutkiem zajścia przyczyny pierwotnej, co jest oczywiste gdyż gdyby nie zaistniała przyczyna pierwotna, to nie doszłoby do uaktywnienia warunkowego, pojedynczo lub łącznie, pozostałych czynników destrukcyjnych, co wymuszały stany niezgodne z DTR – podstawowego dokumentu poprawnej eksploatacji głównego zespołu napędowego statku.

Literatura.

- [1] – DTR Silnika napędu głównego DEUTZ SBV 628
- [2] – DTR Turbosprężarki ABB Turbo V VTR 254 HT 3881
- [3] – Raporty Starszego Mechanika
- [4] – Raporty służb technicznych armatora
- [5] – Protokoły zdawcze z prób morskich Silnika Napędu głównego
- [6] – Raport badawczy: Investigation of a filed inlet valve; Wartsila Element Materils Laboratory
Raport no. ERO025247P
- [7] – Raport badawczy: Untersuchung eines Einlassventils mit Tellerbruch; Markisches Werk GmbH;
raport no. IR Brise KHD628 20190327
- [8] – Raport badawczy: Wuchtprotokoll fur festpropeller; Pening Propeller raport no.180902 Brise
Bereederung
- [9] – Raport poinspekcyjny siłowni okrętowej statku – insp. Fydrych J.
- [10] – Armatorski Biuletyn Techniczny – Brise Tech/Dept September 2018
- [11] – https://www.ms-motorservice.com/fileadmin/_processed_/d/4/csm_01-falsche-ventilspleinstellung_50b1944da4.jpg
- [12] – Merytoryczna ocena wypadków nawigacyjnych w Orzecznictwie Polskich Izb Morskich
- [13] – Adamkiewicz A; Fydrych J: Operational verification of ship Main Power System element choice – case study: Journal of KONES Powertrain and Transport. Vol.26 No.4 2019
- [14] – Adamkiewicz A.; Michalski R.; Żeńczak O.; Wybrane problemy technologii konwersji w okrętowych systemach energetycznych.; KAPRINT 2012 Lublin
- [15] – Dymarski C.; Okrętowe śruby nastawne.; Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej 2009
- [16] – Fydrych J.; Kształcenie Kadr Morskich.; Politechnika Gdańska Krajowe Sympozjum
Dydaktyczno – Naukowe 17/(89). Gdańsk 2006
- [17] – Giernalczyk M.; Z. Górski; Siłownie okrętowe część II; Akademia Morska Gdynia 2013
- [18] – Girtler J., Kuszmidler S., Plewiński L.; Wybrane zagadnienia eksploatacji statków morskich w aspekcie bezpieczeństwa żeglugi.; WSM Szczecin 2003
- [19] – Girtler J.: Współczynnik Gotowości obiektów technicznych w przypadku tolerowania lub nietolerowania ich uszkodzeń w czasie realizacji zadań. Materiały XXV Zimowej Szkoły

- Niezawodności nt. „Problemy niezawodności obiektów technicznych i tolerowanie uszkodzeń w procesie realizacji zadań” SPE KBM PAN, Warszawa-Szczyrk 1987, str.46-53
- [20] – Girtler J.; Analiza i synteza sytuacji decyzyjnej w procesie eksploatacji urządzeń energetycznych; Projekt badawczy Gdańsk 2007- Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Prace badawcze nr. 06/08/PB
- [21] – Hornik A.; Modelowanie obciążeń cieplnych złożenia gniazdo – zawór doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym. Rozprawa Doktorska, Politechnika Śląska 2010
- [22] – House L., Hill J.: „Pounders Marine Diesel Engine and Gas Turbines”. Ninth Edition Oxford 2009.S.
- [23] – Legutko S.; Podstawy eksploatacji maszyn i urządzeń.; Wydawnictwo szkolne i Pedagogiczne Warszawa 2004.
- [24] – Korczewski Z., Identyfikacja uszkodzeń turbodoładowania w eksploatacji silników okrętowych, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki wojennej Rok. XLVIII nr.4(171) 2007
- [25] – Monieta J; P. Towiński.; Badanie zdarzeń niepożądanych systemów antropotechnicznych siłowni okrętowych., Zeszyty Naukowe nr.10(82) Akademia Morska Szczecin; EXPLO - 2006
- [26] – Piaseczny L: Technologia napraw okrętowych silników spalinowych; Wyd. Morskie Gdańsk 1992
- [27] – Piotrowski L.;Witkowski K.; Eksploatacja okrętowych silników spalinowych; Gdańsk 2012
- [28] – Ramenda H.; Zarządzanie Bezpieczeństwem Statku; ZUT – Szczecin 2009
- [29] –Szopa T.; Niezawodność i bezpieczeństwo.; Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej W-wa 2009
- [30] – Wajand J.; Wajand J.; Tłokowe silniki spalinowe średnio i wysoko obrotowe; Wyd. Naukowo Techniczne Warszawa 2005
- [31] – Zeszyty Naukowe Politechniki Białostockiej; Budowa i eksploatacja maszyn, zeszyt nr.11. Politechnika Białostocka 2003
- [32] – Stolp O.; ABB Hamburg 24.04.2012.; Turbocharger Surging. Surging facts and counter measures.