



## **BADANIA EFEKTYWNOŚCI ENERGETYCZNEJ NOWO PRODUKOWANYCH PALIW ŻEGLUGOWYCH Z ZASTOSOWANIEM SILNIKA DIESLA**

**Zbigniew Korczewski**

Politechnika Gdańska,  
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa,  
Katedra Siłowni Morskich i Lądowych  
ul. G. Narutowicza 11/12, 80–233 Gdańsk, tel/fax: (58) 347 21 81,  
e-mail: [z.korczewski@gmail.com](mailto:z.korczewski@gmail.com)

***Streszczenie:** W artykule przybliżono jedno z zagadnień naukowych rozwiązywanych w ramach projektu badawczego finansowanego przez Wojewódzki Fundusz Ochrony Środowiska i Gospodarki Morskiej w Gdańsku, a mianowicie metodę badań energetycznych silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach zasilania niestandardowym (modyfikowanym) paliwem żeglugowym. Zaprezentowano reprezentatywne wyniki testów silnikowych realizowanych na zbudowanym w tym celu stanowisku laboratoryjnym dla wyznaczenia charakterystyk energetycznych jednocylindrowego silnika Diesla w postaci wykresów strumieniowych Sankey'a. Stanowią one efektywne i skuteczne narzędzie weryfikacji różnego rodzaju paliw modyfikowanych wprowadzanych na rynek, zarówno dla ich producentów, jak i armatorów eksploatowanych statków, a także urzędów administracji morskiej oraz inspektoratów ochrony środowiska.*

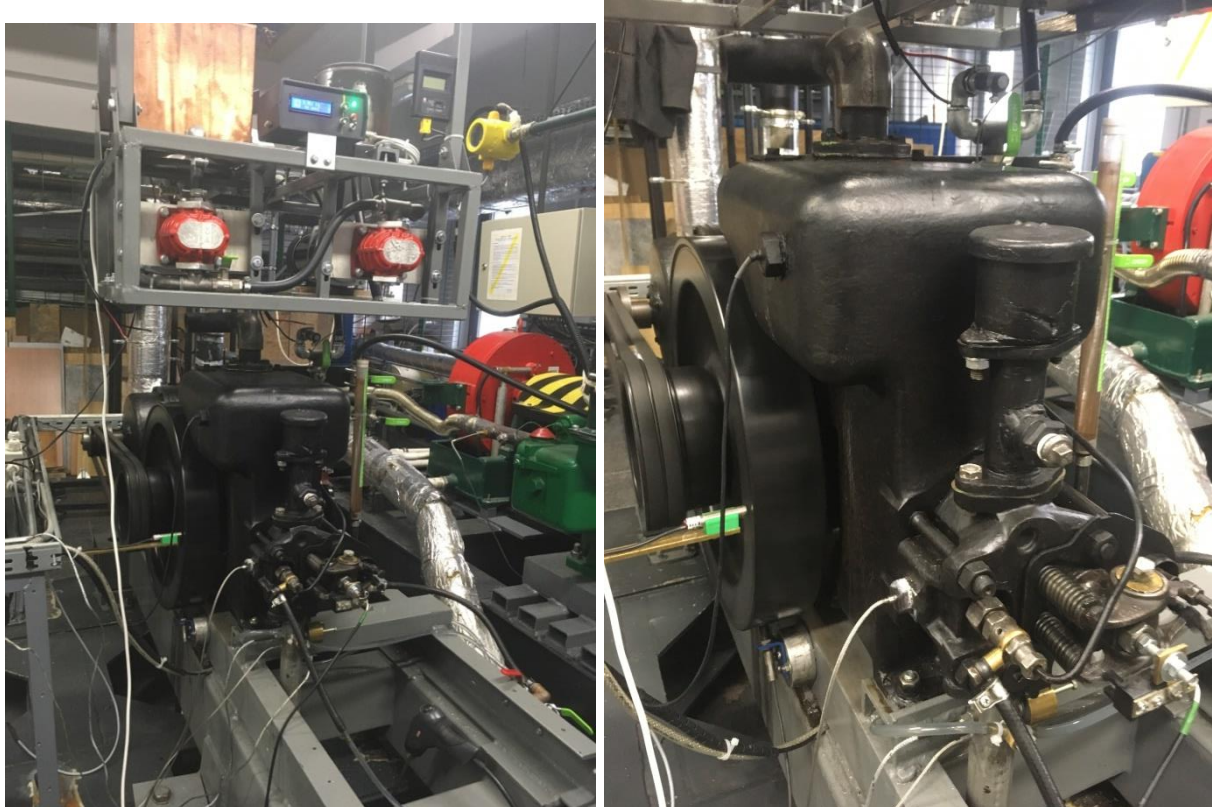
Słowa kluczowe: *modyfikowane paliwa żeglugowe, badania silnikowe, wykresy strumieniowe Sankey'a.*

### **1. Wprowadzenie**

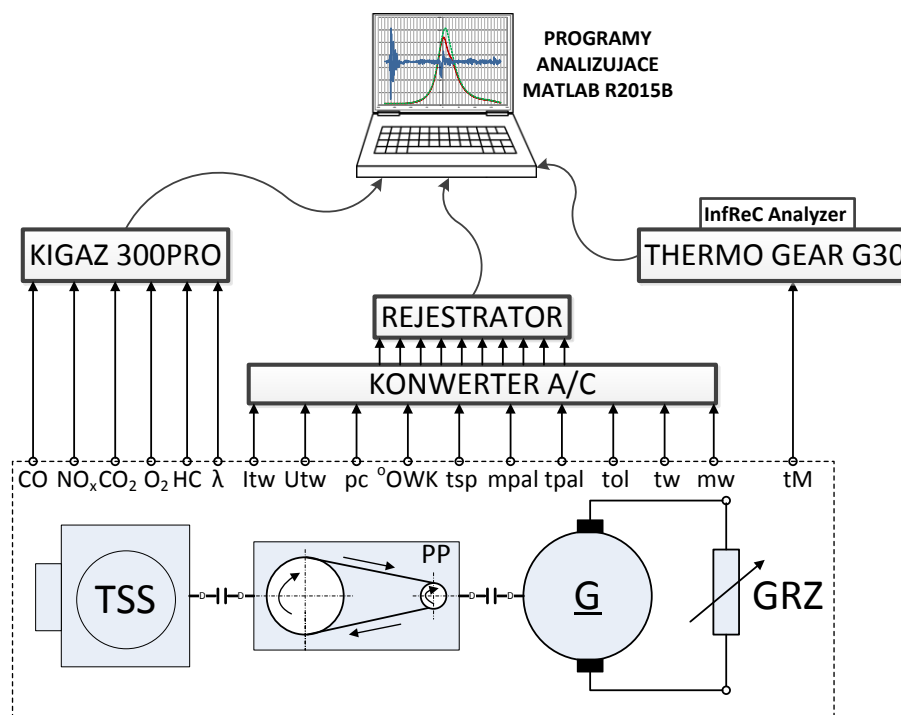
W ramach niniejszego opracowania przedstawiono wyniki badania silnika laboratoryjnego Farymann Diesel D10 zasilanego paliwem destylacyjnym Ekodiesel ULTRA (PKN ORLEN S.A.), który napędza zespół prądotwórczy zasilający układ podgrzewania „ciężkich” paliw pozostałościowych – rys.1[Korczewski et al., 2017]. Badania, realizowane w ramach szerszego projektu badawczego, finansowanego przez WFOŚiGW w Gdańsku, miały na celu opracowanie metody wyznaczania charakterystyk energetycznych silnika w warunkach zasilania niestandardowymi (modyfikowanymi) paliwami żeglugowymi, w stanie pracy ustalonej na reprezentatywnych obciążeniach zadawanych według charakterystyki śrubowej i regulatorowej. Dla osiągnięcia założonego celu badań konieczne było opracowanie programu ich realizacji oraz technologii pomiaru obserwowanych parametrów kontrolnych. Przy czym zbiór parametrów kontrolnych powinien być zminimalizowany w stopniu umożliwiającym prowadzenie analogicznych badań na obiektach rzeczywistych, tj. silnikach okrętowych, w naturalnych warunkach ich eksploatacji. Ustalono, że charakterystyki energetyczne silnika przedstawiane będą w formie wykresów strumieniowych, tzw. wykresów Sankey'a, rozwiniętych wykresów indykatorowych oraz termogramów, które pozwalają na dokonanie analizy porównawczej (jakościowej) przebiegu procesów energetycznych w silniku zasilanym różnymi paliwami żeglugowymi, w wyznaczonych stanach ustalonego obciążenia (stanach referencyjnych).

Graficzne wizualizacje procesów energetycznych uzupełniono szczegółowymi zestawieniami tabelarycznymi, zawierającymi wartości liczbowe parametrów pomiarowych i obliczeniowych, które stanowią podstawę ilościowej oceny wpływu wartości parametrów fizykochemicznych zastosowanego paliwa na przebieg procesu roboczego, sprawność i osiągi silnika oraz całego zespołu napędowego (prądotwórczego). Rejestrację parametrów energetycznych silnika uzupełniały pomiary emisji wybranych składników spalin wylotowych oraz współczynnika nadmiaru powietrza.

Uzyskane w ten sposób dane pomiarowe zostaną wykorzystane do badań statystycznych ustalających istotność wpływu składu chemicznego oraz wartości opałowej zastosowanego paliwa na wytypowane parametry energetyczne i emisyjne silnika Diesla. W dalszej perspektywie planowane jest również zastosowanie testów statystycznych do wyznaczenia listy rankingowej zbadanych paliw żeglugowych [Korczewski et al., 2018].



Rys. 1. Widok ogólny laboratoryjnego stanowiska badawczego jednocylindrowego silnika Diesla napędzającego prądnicę prądu stałego



Rys. 2. Schemat ideowy stanowiska badawczego z układem przetwarzania i rejestracji sygnałów pomiarowych: TSS – jednocylindrowy silnik Farymann Diesel D10; PP – przekładnia pasowa (multiplikator  $i=0,426$ );  $\underline{G}$  – prądnica prądu stałego; GRZ – układ grzałek

Schemat ideowy zbudowanego stanowiska badawczego z zaznaczonymi miejscami pomiaru obserwowanych parametrów kontrolnych przedstawiono na rys. 2. Natomiast w tab.1 zestawiono zakresy pomiarowe, dokładności i okresy próbkowania rejestrowanych wartości parametrów.

Tab. 1. Parametry kontrolne laboratoryjnego zespołu napędowego z silnikiem Diesla

Lp.	Parametr	Zakres pomiarowy	Dokładność Pomiaru FS (% of Full Scale Accuracy)	Okres próbkowania
1	Prędkość obrotowa (położenie kątowe w $^{\circ}$ OWK) wału korbowego silnika – $n$	0–3000 obr/min	$\pm 0,1\%$	0,5 ms
2.	Ciśnienie indykowane – $p_i$	0–23,0 MPa	$\pm 3\%$	15 $\mu$ s (co $1^{\circ}$ OWK)
3.	Zużycie paliwa – $m_{pal}$	0–20 kg	$\pm 0,2\%$	12,5 ms
4.	Temperatura paliwa – $t_{pal}$	od -55 do +125 $^{\circ}$ C	$\pm 2\%$	93,75 ms
5.	Zużycie (przez odparowanie) wody chłodzącej – $m_w$	0–20 kg	$\pm 0,2\%$	12,5 ms
6.	Temperatura wody chłodzącej – $t_w$	od -55 do +125 $^{\circ}$ C	$\pm 2\%$	93,75 ms
7.	Temperatura oleju smarowego – $t_{ol}$	od -55 do +125 $^{\circ}$ C	$\pm 2\%$	93,75 ms
8.	Temperatura spalin wylotowych – $t_{spal}$	0–350 $^{\circ}$ C	$\pm 1\%$	0,1 ms
9.	Natężenie prądu obciążenia prądnicy (twornika) – $I_{tw}$	0–15 A	$\pm 1,5\%$	0,1 ms
10.	Napięcie na zaciskach twornika prądnicy – $U_{tw}$	0–250 V	$\pm 1,5\%$	0,1 ms
11.	Udział CO w spalinach	0–8000 ppm	$\pm 0,1\%$	2 s
12.	Udział NO $_x$ w spalinach	0–5155 ppm	$\pm 0,1\%$	2 s
13.	Udział CO $_2$ w spalinach	0–99%	0,2%	2 s
14.	Udział O $_2$ w spalinach	0–21%	0,2 %	2 s
15.	Udział HC w spalinach	0–2000 ppm	$\pm 0,1\%$	2 s

16.	Nadmiar powietrza – $\lambda$	1–9,99	1%	2 s
17.	Temperatura powierzchni zewnętrznych silnika (termogram) – $t_M$	od -20 do +350°C	2%	1 s

## 2. Program badań silnikowych

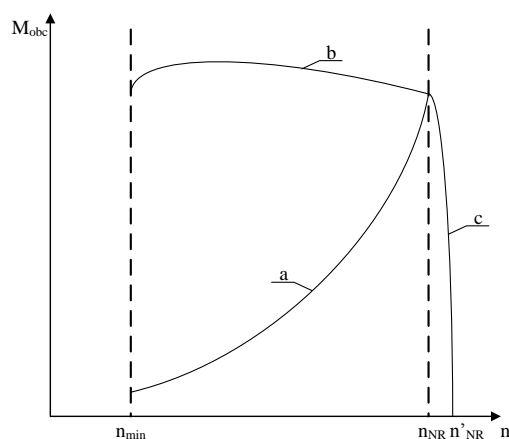
Kluczowym zagadnieniem metrologicznym podczas testowania paliw żeglugowych w rzeczywistych warunkach pracy silnika o zapłonie samoczynnym jest opracowanie programu badań procesu roboczego zarówno w stanach ustalonych jak i nieustalonych. W przypadku silnika okrętowego taki program badań powinien uwzględniać odpowiednią liczbę kombinacji prędkości obrotowej wału korbowego i momentu obciążenia, zdeterminowanych rodzajem odbiornika generowanej energii mechanicznej – rys. 3.

W stanach pracy ustalonej silnika należy uwzględnić trzy możliwe relacje prędkości obrotowej i momentu obciążenia:

1. Śrubowa – charakterystyczna dla pracy silnika głównego statku napędzającego śrubę o skoku ustalonym. W takiej sytuacji, biorąc pod uwagę fizykę procesu przekazywania mocy od śruby napędowej do wody omywającej kadłub statku, obciążanie silnika realizowane jest według tzw. charakterystyki prędkościowej śrubowej, gdzie zmiany momentu obciążenia są wprost proporcjonalne do kwadratu prędkości obrotowej wału korbowego, zgodnie z zależnością:

$$M_{obc} = M_{nom} \cdot \left( \frac{n}{n_{nom}} \right)^2 \quad (1)$$

2. Prądnicowa – charakterystyczna dla pracy silnika głównego statku napędzającego śrubę o skoku nastawnym lub dla pracy silnika pomocniczego napędzającego prądnicę w zespole prądotwórczym elektrowni okrętowej. Wówczas obciążanie silnika odbywa się według charakterystyki regulatorowej, na drodze odpowiedniego zwiększania generowanego momentu efektywnego (zwiększania dawki paliwa na cykl pracy silnika), przy ustalonej (zadanej) wartości prędkości obrotowej wału korbowego.



Rys. 3. Charakterystyki zmienności momentu obciążenia silnika okrętowego jako funkcji prędkości obrotowej wału korbowego: a) charakterystyka prędkościowa śrubowa (zmienna dawka paliwa na cykl pracy silnika); b) charakterystyka prędkościowa zewnętrzna (stała dawka paliwa na cykl pracy silnika); c) charakterystyka regulatorowa (zmienna dawka paliwa na cykl pracy silnika);  $n_{NR}$  – nastawa regulatora prędkości obrotowej;  $n'_{NR}$  – rzeczywista prędkość obrotowa

3. Prędkościowa – charakterystyczna dla pracy silnika głównego napędzającego śrubę o skoku ustalonym, w sytuacji gdy nie jest on wyposażony w wielozakresowy regulator

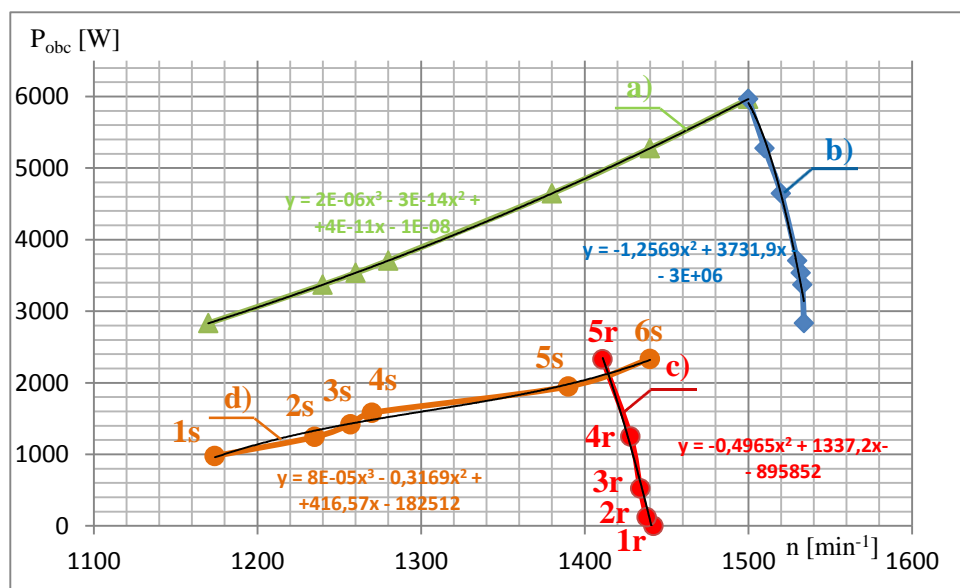
prędkości obrotowej (np. kutry rybackie). Obciążanie silnika realizowane jest według tzw. charakterystyki prędkościowej zewnętrznej. Utrzymywana jest stała dawka paliwa na cykl pracy silnika, niezależnie od zmian (nieznacznych) momentu obciążenia. Zakres zmian prędkości obrotowej zdeterminowany jest zjawiskiem samoregulacji prędkości obrotowej silnika podczas pływania statku na fali.

Badania paliw żeglugowych realizowane będą na stanowisku silnika Farymann Diesel typu D10, który napędza obcowzbudną prądnicę prądu stałego typu PKM0a44a/143 przez przekładnię pasową (multiplikator, o przełożeniu kinematycznym 0,426). Nominalne wartości podstawowych parametrów silnika wynoszą odpowiednio:  $P_{nom}=5,9$  kW,  $M_{nom}=38$  N·m oraz  $n_{nom}=1500$  min<sup>-1</sup>. Ze względu na ograniczone możliwości układu regulacji i sterowania ustalono, że pomiary obserwowanych parametrów kontrolnych charakteryzujących stan energetyczny silnika oraz emisję spalin wylotowych przeprowadzone będą w 11 różnych stanach ustalonego obciążenia, znajdujących się na charakterystyce regulatorowej (5 stanów) i śrubowej (6 stanów). Na podstawie wartości nominalnych parametrów podstawowych oraz reprezentatywnych wartości prędkości obrotowej wału korbowego silnika wyznaczono zakres jego obciążenia momentem obrotowym i mocą, ograniczony nominalną charakterystyką śrubową i regulatorową.

Ostatecznie, biorąc pod uwagę wiek silnika (ponad 50 lat) i zużycie struktury materiałów konstrukcyjnych, zdecydowano się na znaczne ograniczenie obciążenia, co ilustruje charakterystyka regulatorowa c) i śrubowa d) przedstawiona na rys. 4.

### Zagadnienie cieplnej stabilizacji silnika

Badania charakterystyk energetycznych i emisyjnych silnika Diesla zasilanego różnego rodzaju paliwami żeglugowymi mogą być realizowane po osiągnięciu ustalonego stanu cieplnego jego struktury konstrukcyjnej. Oznacza to, że układ chłodzenia „nadaża” z odbiorem strumieni ciepła od elementów grupy tłokowo-cylindrowej, które bezpośrednio przejmują ciepło wydzielane w procesie spalania paliwa w komorze spalania. Im większa jest różnica temperatur czynnika roboczego i ścianek ograniczających komorę spalania, tym większy strumień energii uwalnianej w wyniku spalania paliwa jest tracony na nagrzewanie elementów konstrukcyjnych silnika. Z tego względu, przed przystąpieniem do pomiarów parametrów procesu roboczego, należy silnik podgrzać, doprowadzając go do stanu cieplnej stabilizacji, w którym wartości luzów

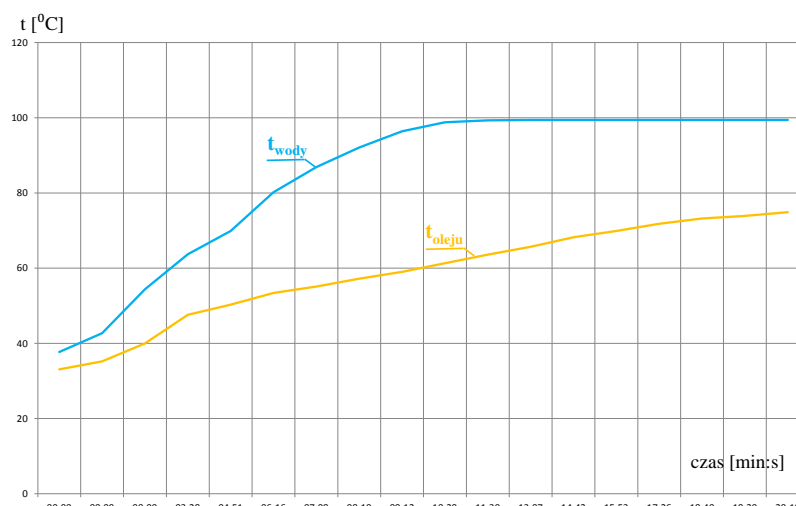


Rys. 4. Charakterystyki zmienności mocy silnika jako funkcji prędkości obrotowej wału korbowego: a) śrubowa wyznaczona według pary nominalnej ( $n, P_{obc}_{nom}$ ); b) regulatorowa nominalna (zmienna dawka paliwa przy stabilizowanej przez regulator nominalnej prędkości obrotowej wału korbowego); c) regulatorowa - według realizowanego programu badań; d) śrubowa – według realizowanego programu badań

konstrukcyjnych oraz lepkości oleju smarowego będą nominalne. Należy przy tym unikać długotrwałej pracy bez obciążenia, przy małych prędkościach obrotowych, gdyż w takich warunkach następują zakłócenia procesu rozpylania i spalania paliwa - w tym wypadku niecałkowitego i niezupełnego. Sprzyjają one powstawaniu nagaru w przestrzeniach roboczych silnika oraz w kanałach spalin wylotowych i (ewentualnie) w turbosprężarce, a także wzrostowi emisji toksycznych związków chemicznych w spalinach wylotowych (zwłaszcza tlenu węgla).

W procesie nagrzewania silnika pomiędzy czynnikiem roboczym i elementami konstrukcyjnymi grupy tłokowo-cylindrowej realizowany jest proces nieustalonego przepływu ciepła. Ma on szczególnie intensywny przebieg w rejonie komory spalania, gdzie pojemność cieplna gazów spalinowych jest wielokrotnie mniejsza od sumarycznej pojemności cieplnej metalowych elementów konstrukcyjnych ograniczających komorę spalania. Zatem inercyjności zmian uśrednionej temperatury spalin i uśrednionej temperatury poszczególnych elementów komory spalania znacznie się różnią. W rezultacie proces nagrzewania części metalowych silnika może trwać nawet kilka- kilkanaście minut, a dodatkowo charakteryzuje się on znaczną nierównomiernością, zarówno w czasie jak i w przestrzeni. Najszybciej nagrzewa się tłok, nieco wolniej tuleja cylindrowa. Różnica w ich rozszerzalności cieplnej wywołuje odpowiednie zmiany wartości luzów konstrukcyjnych w układzie TPC (tłok-pierścienie-tuleja cylindrowa): początkowo malejące, a następnie rosnące - do wartości nominalnych. Najbardziej niekorzystny dla niezawodności silnika jest początkowy etap procesu nagrzewania, kiedy dochodzi do maksymalnego zmniejszenia luzu między tłokiem a tuleją, przy jednoczesnych deformacjach gładzi cylindrowej i niedostatecznych (jeszcze) warunkach smarowania silnika olejem o dużej lepkości (niskiej temperaturze).

Należy jednocześnie uwzględnić fakt, że nagrzewanie oleju smarowego zachodzi znacznie wolniej niż omywanych nim części metalowych. Dlatego stan cieplnej stabilizacji silnika określa się nie ze względu na uśrednioną temperaturę elementów jego struktury konstrukcyjnej, czy temperatury wody chłodzącej, lecz ze względu na temperaturę oleju smarowego – rys. 5. Z danych liczbowych na rysunku wynika, że przebiegi zmian temperatury wody chłodzącej i oleju smarowego silnika badawczego Farymann Diesel D10 w procesie jego nagrzewania zbliżają się asymptotycznie do swoich wartości ustalonych, odpowiednio: 100 i 80°C (otwarty układ



Rys. 5. Przebiegi zmian temperatury wody chłodzącej i oleju smarowego w procesie nagrzewania silnika Farymann Diesel D10

chłodzenia silnika przez odparowanie – bardzo rzadko stosowany). Można również zaobserwować znaczą inercyjność zmian temperatury oleju smarowego. Czas jej stabilizacji przekracza 20 minut, przy pracy silnika z nominalną prędkością obrotową i częściowym obciążeniu, odpowiednio: do jedenastej minuty –  $0,20 P_{nom}$ , a następnie –  $0,50 P_{nom}$ .

Stan cieplny silnika determinuje wartości jego parametrów podstawowych, takich jak moc, moment obrotowy, prędkość obrotowa, sprawność i zużycie paliwa, ale również warunki smarowania węzłów ciernych, gradienty temperatury elementów konstrukcyjnych, a więc ich naprężenia cieplne i kinetykę zużycia. Podczas podgrzewania silnika, w nieustalonych stanach cieplnych jego struktury konstrukcyjnej następują istotne zmiany wartości parametrów charakteryzujących realizowany proces roboczy: współczynnika napełnienia, współczynnika nadmiaru powietrza, kąta samozapłonu paliwa, a także cyklowego przebiegu ciśnienia i temperatury czynnika termodynamicznego w cylindrze, ze wszystkimi dalszymi konsekwencjami dla mocy indykowanej i sprawności cieplnej silnika. Wzrasta również sprawność mechaniczna silnika, głównie z powodu obniżającej się lepkości oleju smarowego i stopniowego „dochodzenia” luzu promieniowego w układzie TPC do wartości nominalnej.

Z informacji na ten temat zawartych w dostępnej literaturze specjalistycznej wynika, że w okresie podgrzewania silnika wartości parametrów podstawowych mogą zmieniać się w zakresie nawet kilkunastu procent, w zależności od programu regulacji obciążeniem silnika (dawką paliwa zasilającego) [Korczewski, 2017]. Z tego względu ustalono, że rejestrację parametrów kontrolnych rozpoczyna się w ostatniej, 15 minucie okresu ustalonej pracy silnika na zadanym obciążeniu.

### 3. Bilans energii silnika – wykres strumieniowy

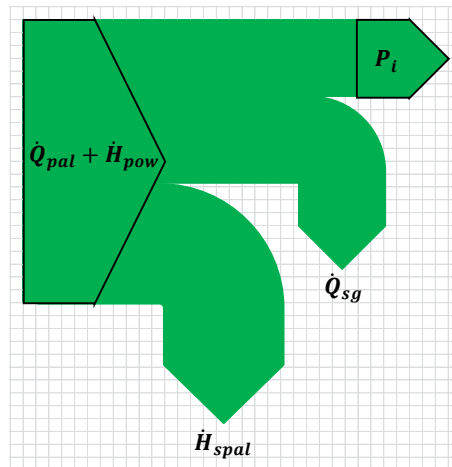
Procesy energetyczne realizowane w układach funkcjonalnych silnika okrętowego mogą być rozpatrywane w ustalonych i nieustalonych warunkach pracy okrętowego układu ruchowego<sup>1</sup> lub elektroenergetycznego<sup>2</sup> [Korczewski, 2017]. Ograniczając analizy tylko do silnika napędowego, przyjmuje się, że warunki pracy ustalonej występują wtedy, gdy

<sup>1</sup> Silnik napędowy–pędnik–kadłub statku.

<sup>2</sup> Silnik napędowy–prądnica.

pochodne względem czasu parametrów (zmiennych) stanu analizowanych procesów energetycznych są równe zero lub mają ustalony charakter okresowy, o okresie równym czasowi trwania jednego cyklu roboczego (bądź jego wielokrotności wynikającej z określonej liczby cylindrów). Nie zachodzą wówczas procesy akumulacji i rozpraszania masy i energii w układach funkcjonalnych silnika, a średnie wartości wszystkich strumieni energii wejściowych i wyjściowych są wciąż takie same. W takim przypadku wartości parametrów podstawowych, np. generowanego momentu obrotowego, prędkości obrotowej wału korbowego czy sumarycznego strumienia ciepła przepływającego przez silnik, uśrednione dla czasu odpowiadającego realizacji kilku kolejnych cykli pracy, pozostają niezmiennie.

Wygodnym i przejrzystym sposobem prezentowania przebiegu różnego rodzaju procesów energetycznych realizowanych w maszynach i systemach technicznych jest odpowiednio opracowany wykres strumieniowy nazywany również wykresem Sankey'a. Co prawda pierwsze wykresy strumieniowe nie miały nic wspólnego z energetyką i prezentowały głównie graficzne wizualizacje zmian liczebności przemieszczających się osób<sup>3</sup>, jednak bardzo szybko, za sprawą irlandzkiego inżyniera mechanika i kapitana w *Corps of Royal Engineers* Matthew H. Sankey'a<sup>4</sup>, stały się bardzo użyteczną metodą graficznej analizy procesów transformacji i transmisji energii w silnikach i maszynach roboczych, służącej głównie ocenie ich sprawności. Na rysunku 6 przedstawiono analogiczny do wykresu Sankey'a wykres strumieniowy przepływu energii sporządzony dla sekcji cylindrowej silnika Farymann Diesel D10. W takim przypadku równanie bilansowe energii sporządza się dla układu termodynamicznego ograniczonego osłoną bilansową, stanowiącą powierzchnię wewnętrzną cylindra. Przeznaczony jest do uproszczonej analizy strat ciepłych procesu roboczego silnika w stanach pracy ustalonej oraz oceny jego sprawności cieplnej. Można go wykonać w arkuszu kalkulacyjnym EXCEL lub wykorzystać do tego celu komputerowy generator wykresów strumieniowych – program użytkowy „e!Sankey” [www.e-sankey.com].



<sup>3</sup> Pierwsze wzmianki o wykresach strumieniowych miały miejsce już w 1837 roku, za sprawą irlandzkiego inżyniera i porucznika w *Corps of Royal Engineers*, który przedstawił, na mapie Hrabstwa Wicklow, informacje o liczbie osób podróżujących kolejami *Irish Railway Commissioners* czy francuskiego inżyniera Charlesa J. Minarda, który sporządził w 1869 roku podobny wykres, prezentujący zmiany liczebności armii Napoleona w czasie inwazji na Rosję (1812).

<sup>4</sup> Kapitan Matthew H. Sankey (1853–1925) był irlandzkim inżynierem mechanikiem i kapitanem w *Corps of Royal Engineers*, gdzie prowadził badania zmierzające do zwiększenia sprawności silników parowych. Był członkiem *Institution of Civil Engineers*, a w latach 1920–1921 – prezesem brytyjskiej *Institution of Mechanical Engineers*. Jego artykuł na temat sprawności silników (*The Thermal Efficiency of Steam Engines*), w którym zostały zamieszczone wykresy strumieniowe, opublikowano w materiałach *Institution of Civil Engineers* w 1898 roku.



Rys. 6. Uproszczony wykres strumieniowy przepływu energii w sekcji cylindrowej silnika Farymann Diesel D10:

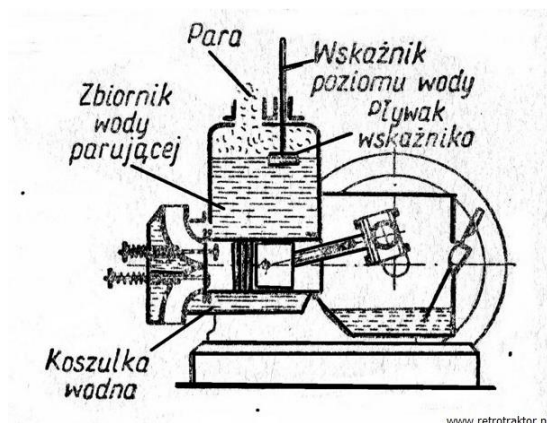
$\dot{Q}_{pal}$  - strumień ciepła wnoszonego do silnika z paliwem zasilającym;  $\dot{H}_{pow}^*$  - strumień entalpii powietrza zasilającego sekcję cylindrową;  $\dot{Q}_{sg}$  - strumień ciepła przekazywany przez czynnik termodynamiczny znajdujący się w sekcji cylindrowej do jej ścianek;  $\dot{H}_{spal}^*$  - strumień entalpii spalin unoszonych z cylindra;  $P_i$  - moc wytwarzana przez silnik w wyniku realizacji pracy indykowanej

Szerokości poszczególnych pasm strumieniowych na rysunku odpowiadają wartościom strumieni różnych postaci energii (entalpii, ciepła oraz mocy).

Podstawowym parametrem charakteryzującym efektywność pracy silnika pod względem cieplno-przepływowym w stanach ustalonych, tzn. wtedy, gdy średnie wartości jego momentu efektywnego, prędkości obrotowej i stanu termicznego są niezmiennie w czasie, jest sprawność cieplna. Dla takich warunków pracy średnie wartości strumieni energii: wejściowej i wyjściowej z sekcji cylindrowej również pozostają niezmiennie. W największym uproszczeniu, sprawność cieplna  $\eta_c$ , stanowi stosunek mocy indykowanej do strumienia energii wnoszonej do silnika z paliwem i powietrzem zasilającym, w czasie jednego cyklu pracy:

$$\eta_c = \frac{P_i}{\dot{Q}_{pal} + \dot{H}_{pow}^*} \quad (2)$$

Ze względu na specyficzną konstrukcję silnika Farymann Diesel D10, w której chłodzenie sekcji cylindrowej odbywa się przez odparowanie wody<sup>5</sup> (rys. 7), a układ smarowania jest typu rozbryzgowego, osłonę bilansową przesunięto na powierzchnię zewnętrznych płaszczyzn całego silnika.

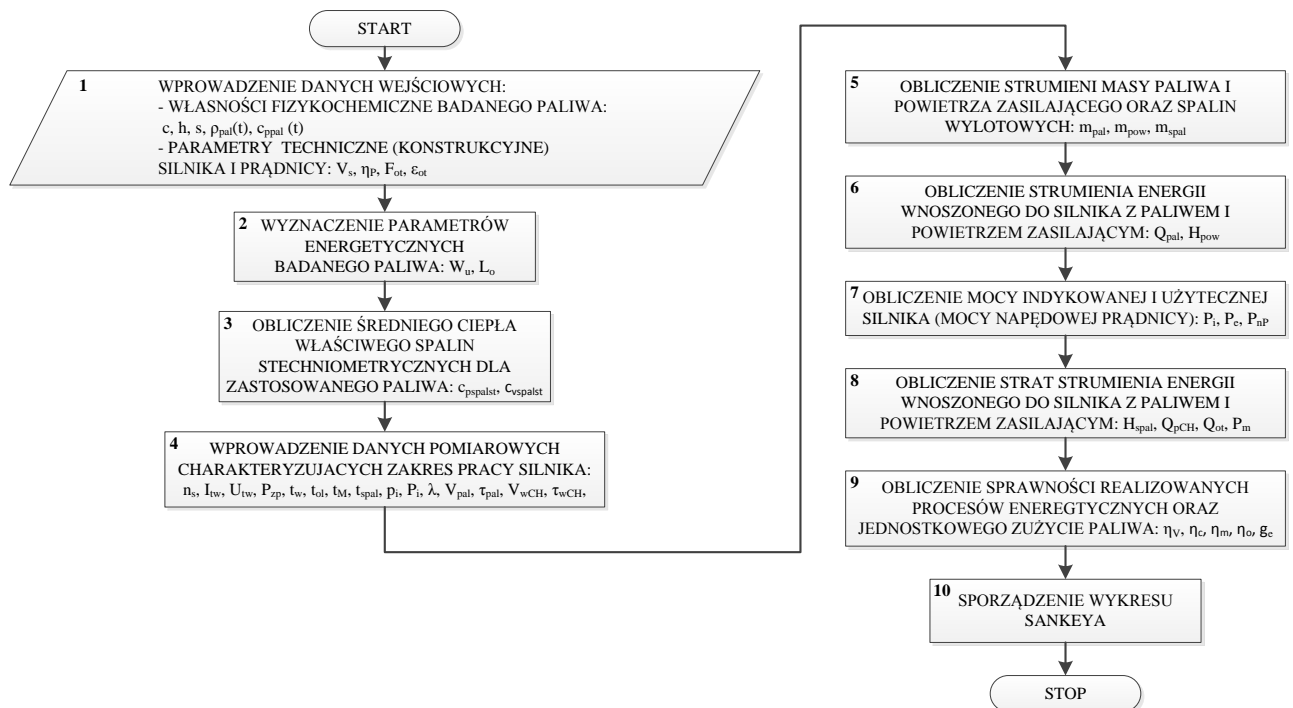


Rys. 7. Schemat ideowy układu chłodzenia silnika przez odparowanie wody analogicznego do rozwiązania zastosowanego w silniku Farymann Diesel D10

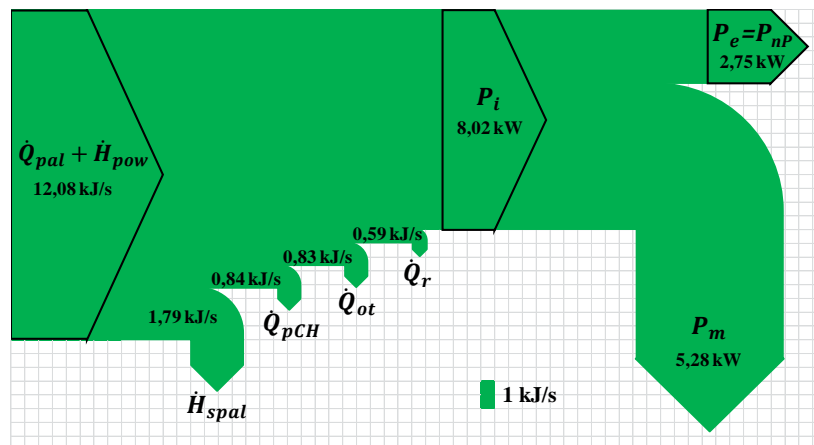
W takiej sytuacji, zakładając ustalone warunki przepływu ciepła, można przyjąć założenie upraszczające, że suma wszystkich strumieni ciepła przekazywanych od czynnika roboczego i czynników obiegowych (oleju smarowego i wody chłodzącej) do ścianek ograniczających przestrzeń wewnętrzną cylindra oraz przestrzeń wewnątrz kanałów i zbiorników wody i oleju smarowego zabudowanych w kadłubie silnika jest równa strumieniowi ciepła unoszonego do otoczenia z zewnętrznych powierzchni tego kadłuba na drodze promieniowania. Z tego względu należało odpowiednio zmodyfikować wykres

<sup>5</sup> Woda chłodząca, która wypełnia kanały otaczające cylinder i głowicę silnika, pozostając w bezruchu doprowadzona zostaje do stanu wrzenia i w sposób ciągły odparowuje na zewnątrz zbiornika wyrównawczego. Takie rozwiązanie układu chłodzenia silnika wiąże się z koniecznością okresowego uzupełniania wody w zbiorniku (średnie odparowanie wody wynosi około 1 kg na 0,8 kW/h pracy silnika) oraz usuwania kamienia kotłowego z przestrzeni wodnych kadłuba silnika.

strumieniowy przepływu energii w badanym silniku, biorąc pod uwagę specyfikę jego konstrukcji. Należy uwzględnić, oprócz wypromieniowanego przez jego kadłub do otoczenia strumienia ciepła  $\dot{Q}_{ot}$  oraz strumienia ciepła pobieranego przez wodę w zbiorniku czynnika chłodzącego  $\dot{Q}_{pCH}$ , również moc strat mechanicznych  $P_m$  w zespole napędowym, moc efektywną silnika  $P_e$ , która jest równa mocy napędowej prądnicy  $P_{nP}$  oraz strumień reszty ciepła  $\dot{Q}_r$ , stanowiący straty energii nie uwzględnione w bilansie (np. strumień energii akustycznej od układu cieplno-przepływowego i mechanicznego całego zespołu napędowego silnik-multiplikator-prądnica). Na podstawie przedstawionych powyżej rozważań dotyczących podstaw teoretycznych procesów energetycznych realizowanych w rozpatrywanym silniku badawczym opracowano algorytm blokowy obliczeń przetwarzających wyniki przeprowadzonych pomiarów na odpowiednie pasma strumieniowe różnych postaci transmitowanej i transformowanej energii – rys. 8 [Korczewski et al., 2018].



Rys. 8. Algorytm blokowy obliczeń dla wyznaczenia wykresu strumieniowego przepływu energii w zespole napędowym silnika Farymann Diesel D10 napędzającego przez multiplikator prądnicę prądu stałego

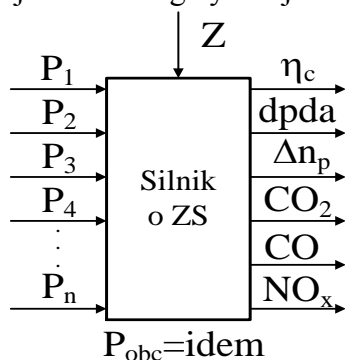


Rys. 9. Wykres strumieniowy przepływu energii w zespole napędowym silnika Farymann Diesel D10 napędzającego przez przekładnię pasową prądnicę prądu stałego wyznaczony na podstawie pomiaru parametrów kontrolnych w ustalonym stanie obciążenia  $6s$  charakterystyki śrubowej

Zaprezentowany na rysunku 9 wykres Sankey'a został wykonany dla jednego stanu obciążenia układu, oznaczonego symbolem  $6s$  na charakterystyce śrubowej  $d$  przedstawionej na rys. 2. Stanowi podstawę i wzorzec diagnostyczny (określany w anglojęzycznej literaturze specjalistycznej jako *finger print*) dla dalszych analiz porównawczych zmian stanu energetycznego badanego silnika (i całego zespołu napędowego) zasilanego różnymi paliwami żeglugowymi.

#### 4. Uwagi końcowe

W celu dokonania analizy porównawczej wpływu parametrów fizykochemicznych różnych paliw żeglugowych na stan energetyczny badanego silnika, w sensie jego osiągnięć, sprawności i emisyjności szkodliwych substancji w spalinach wylotowych, należy przeprowadzić badania statystyczne, według zaproponowanego modelu fizycznego – rys. 10. Pozwolą one ustalić zależności stochastyczne pomiędzy wielkościami wejściowymi i wyjściowymi modelu, na podstawie testów istotności wpływu składu chemicznego oraz wartości opałowej zastosowanego paliwa na wytypowane parametry energetyczne i emisyjne silnika Diesla oraz testów adekwatności opracowanego równania regresji z zastosowaniem statystyki Fishera-Snedecora. Powinno to w rezultacie doprowadzić do wyznaczenia „rankingu jakości energetycznej” zbadanych paliw żeglugowych.



Rys. 10. Model fizyczny jakości procesów energetycznych w jednocyndrowym silniku Diesla:  $P_1...P_n$  – rozpatrywane paliwa żeglugowe;  $Z$  – zakłócenia;  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $NO_x$  – udziały procentowe, odpowiednio: dwutlenku węgla, tlenku węgla i tlenków azotu w spalinach silnikowych;  $\eta_c$  – sprawność cieplna silnika;  $dpda$  – szybkość wzrostu ciśnienia w cylindrze,  $\Delta n_p$  – intensywność zmian prędkości obrotowej wału korbowego w procesie przejściowym silnika

#### Literatura

- [1] Korczewski Z.: Diagnostyka eksploatacyjna okrętowych silników spalinowych - tłokowych i turbinowych. Wybrane zagadnienia. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2017.
- [2] Korczewski Z. i in: Metoda oceny ekologicznych, energetycznych i niezawodnościowych skutków stosowania modyfikowanych paliw żeglugowych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym w warunkach rzeczywistych. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej wykonanej w ramach projektu finansowanego przez Wojewódzki Fundusz Ochrony Środowiska i Gospodarki Morskiej w Gdańsku. Nr projektu RX-10/2017. Politechnika Gdańska 2018.
- [3] Korczewski Z., Marszałkowski K., Rudnicki J.: The concept of research on ecological, energetical and reliability effects of modified marine fuel oils usage to supply compression ignition engines in real conditions. Combustion Engines, 4/2017 (171), CE-2017-410, p. 56-61.