

**ZAGADNIENIE BILANSOWANIA OBIEGU CIEPLNEGO  
Z ZASTOSOWANIEM RACHUNKU WYRÓWNAWCZEGO  
W DIAGNOSTYCE OKRĘTOWYCH TURBINOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH**

Marek DZIDA\*, Andrzej ADAMKIEWICZ\*\*

\* Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa  
ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk-Wrzeszcz  
e-mail: [dzida@pg.gda.pl](mailto:dzida@pg.gda.pl); tel: (058) 34 72 135

\*\* Akademia Morska w Szczecinie, Wydział Mechaniczny  
ul. Wały Chrobrego 1-2, 70-500 Szczecin  
e-mail: [andrzej.adamkiewicz@am.szczecin.pl](mailto:andrzej.adamkiewicz@am.szczecin.pl); tel: (091) 48 09 384

Streszczenie

Referat przedstawia metodę określania niedostępnych pomiarowo parametrów stosowanych w diagnozowaniu okrętowych turbinowych silników spalinowych. Na przykładzie silnika jednowirnikowego pokazano parametry sygnału diagnostycznego. Przedstawiono wstępne szacowanie parametrów w bilansowaniu obiegu jednowirnikowego turbinowego silnika spalinowego. Pokazano przykładowe wyniki obliczeń sprawności termicznej komory spalania z wykorzystaniem uwiarygodnionych za pomocą rachunku wyrównawczego zarejestrowanych danych pomiarowych. Przedstawiono dyskusję otrzymanych wyników dla prezentowanej metody.

Słowa kluczowe: turbinowy silnik spalinowy, diagnoza, parametr pracy, rachunek wyrównawczy.

A PROBLEM OF BALANCING THERMAL CYCLE USING RECONCILIATION  
CALCULATIONS IN THE DIAGNOSTICS OF MARINE GAS TURBINE ENGINES

Summary

This paper presents a method of determination of experimentally inaccessible parameters for diagnosing marine gas turbine engines. The applied parameters of the diagnostic signal were shown for a one-rotor engine, chosen as an example. Initial estimations of parameters for balancing the cycle of a one-rotor gas turbine engine were presented. Example results of calculating thermal efficiency of the combustion chamber, verified by reconciliation calculations of the recorded values, were given. A discussion of the obtained results for the studied method was presented.

Keywords: marine gas turbine engine, diagnosis, operation parameter, reconciliation calculations.

## 1. WPROWADZENIE

Specyfika eksploatacji silników turbinowych w warunkach okrętowych powoduje, iż diagnozowane stany silników reprezentowane są przez ciągi dyskretnych sygnałów diagnostycznych, rejestrowanych przez okrętową sieć pomiarową w niejednakowych odcinkach czasu. Pewnymi wskaźnikami stanu całego zespołu prądotwórczego z turbinowym silnikiem spalinowym jak i jego podzespołów są sprawności wewnętrzne: - sprężarki  $\eta_{iS}$ , turbiny  $\eta_{iT}$  oraz sprawność termiczna komory spalania, definiowana zależnością w postaci:

$$\begin{aligned} \eta_{tKS} &= \frac{\dot{Q}_{spal3} - \dot{Q}_{pow2}}{\dot{Q}_{pal}} = \\ &= \frac{\dot{m}_{spal3} i_{spal3} - \dot{m}_{pow2} i_{pow2}}{\dot{m}_{pal} W_d} = \\ &= \frac{\dot{m}_{spal3} c_{p,spal} T_3 - \dot{m}_{pow2} c_{p,pow} T_2}{\dot{m}_{pal} W_d} \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie strumień masy spalin wpływających z komory spalania

$$\dot{m}_{spal3} = \dot{m}_{pow2} + \dot{m}_{pal} \quad (2)$$

$i_3(T_3)$  – entalpia właściwa spalin na wylocie z komory spalania,

$i_2(T_2)$  – entalpia właściwa powietrza za sprężarką,

$\dot{Q}_{pal}(W_d)$  – strumień ciepła dostarczanego do komory spalania w postaci energii chemicznej paliwa o wartości opałowa dolnej  $W_d$ ,

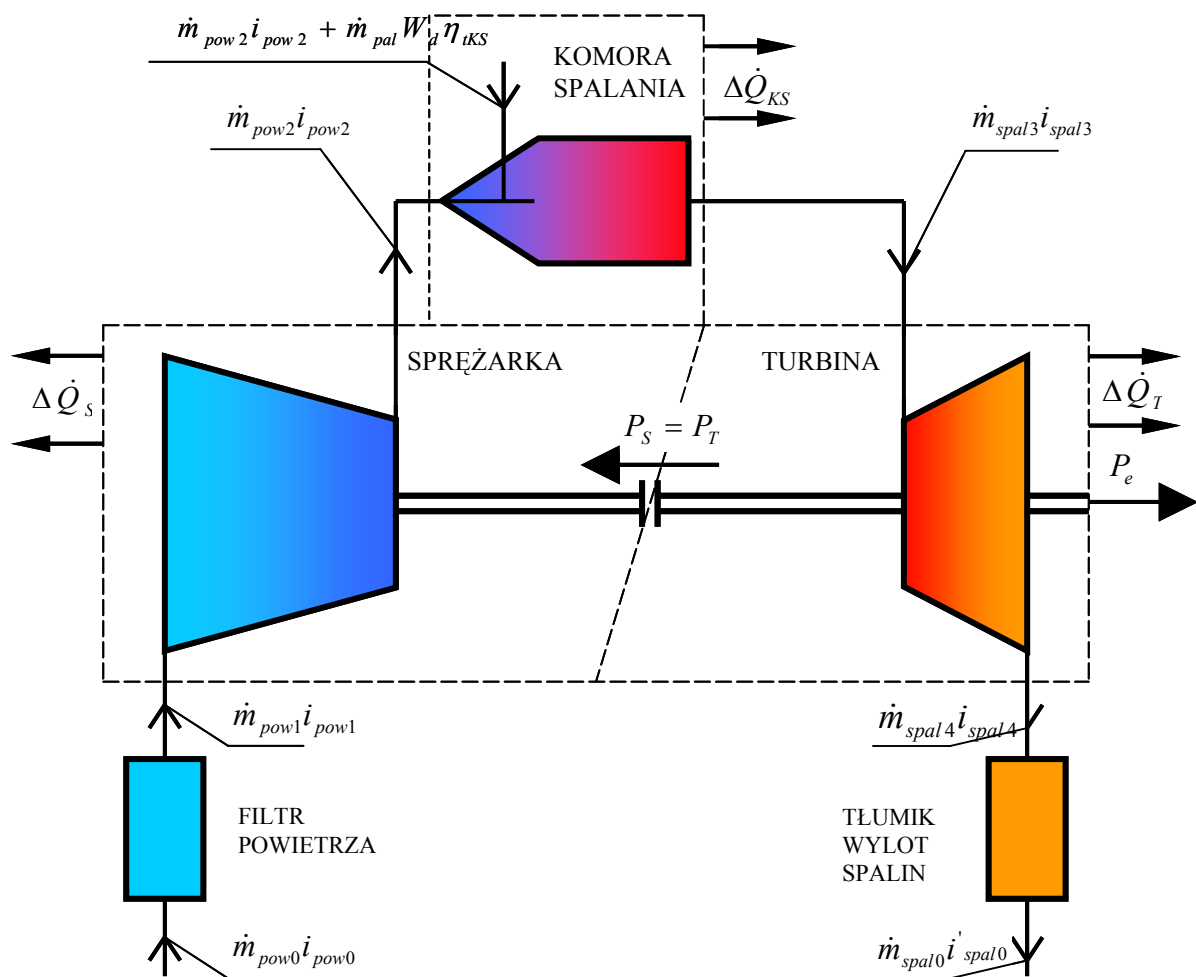
W pracy przedstawiono wyniki obliczeń sprawności termicznej komory spalania z wykorzystaniem uwiarygodnionych za pomocą rachunku wyrównawczego wyników pomiarów parametrów pracy jednowirnikowego turbinowego silnika spalinowego GTU-6A o mocy nominalnej 600 kW. Schemat zdekomponowanego silnika z oznaczonymi strumieniami energii przedstawiono na rys. 1.

Strumień masy paliwa  $\dot{m}_{pal}$  zużywanego przez silnik turbinowy jest wielkością mierzoną bezpośrednio, natomiast strumień ciepła  $\dot{Q}_{spal3}$  i  $\dot{Q}_{pow2}$  oblicza się w oparciu o wyniki pomiarów

wielkości reprezentujących niewiadome strumienie energii: potencjalnej – ciśnienie powietrza w końcu procesu sprężania  $p_2$ ; zasilającej silnik – chemicznej, zdeterminowany wartością opałową dolną paliwa  $W_d$ ; energii powietrza zasysanego przez silnik  $\dot{Q}_{pow1}$  określony przez ciśnienie  $p_1$  i temperaturę  $T_1$ ; energii cieplnej spalin której miarą jest temperatura przed turbiną  $T_3$  lub zastępczo za turbiną  $T_4$  oraz energię powietrza z temperaturą za sprężarką  $T_2$ .

Do określenia wielkości nieznanymi i niedostępnymi pomiarowo rozpatrzono więzy energetyczne wyznaczone przez bilanse strumieni energii (np. moc, strumień ciepła), a nie ilość energii (moment obrotowy ciepło).

W praktyce każdy opis stanu jest ograniczony dostępnością pomiarową i jest modelem budowanym z uwzględnieniem przyjętych założeń upraszczających.



Rys. 1. Schemat przepływu strumieni energii przez podzespoły jednowirnikowego turbinowego silnika spalinowego

## 2. SZACOWANIE WIELKOŚCI NIEDOSTĘPNYCH POMIAROWO

Wielkościami trudnymi pomiarowo, a często niewiadomymi w opisie procesów w silnikach turbinowych jest temperatura spalin przed turbiną i strumień masy powietrza podawanego do komory spalania. Wielkości te obliczane na podstawie równań bilansowych, uzupełnia zbiór bezpośrednio mierzonych parametrów sygnału diagnostycznego, a dokładność pomiaru ma wpływ na niepewność wyznaczenia sprawności maszyn wirnikowych silnika i komory spalania [1].

Uwiarygodnienie pomiarów i wielkości nieznanymi w bilansach masy i energii umożliwia zastosowanie metod rachunku wyrównawczego. Jego algorytm wymaga wstępnego oszacowania wielkości niewiadomych. Stosując klasyczną metodę uzgadniania wartości wielkości niewiadome obliczane są z wybranych równań bilansowych zakładając, że dokładność wstępnego szacowania nie jest znana [1, 3]. Przy dużych niepewnościach wielkości mierzonych oraz pewnej strukturze równań wartości poprawek wielkości niewiadomych mogą powodować, że estymaty tych wielkości znajdują się w przestrzeni rozwiązań niedopuszczalnych z punktu widzenia fizyki zagadnienia. W klasycznej metodzie uzgadniania liczba niezależnych równań modelu musi być większa od liczby wielkości niewiadomych.

Na podstawie dostępnych danych producenta oraz wyników prób gwarancyjnych, (wykonanych poza systemem energetycznym okrętu, z większą dokładnością pomiarów niż wykonywane mogłyby być z pomocą okrętowych układów pomiarowych), wstępnie oszacowano wartości wielkości niewiadomych. Przyjęto dlatego, że dokładność tego szacowania była znana. Uogólniona metoda rachunku wyrównawczego wykorzystuje takie informacje o dokładności wstępnego szacowania niewiadomych.

W bilansowaniu obiegu silnika turbinowego wielkością zamykającą jest strumień entalpii spalin wypływających z komory spalania:

$$\dot{m}_{spal3} i_{spal3} = \dot{m}_{spal4} i_{spal4} + P_T + \Delta \dot{Q}_T \quad (3)$$

przy czym dla komory spalania obowiązuje równość w postaci:

$$\dot{m}_{pal} i_{pal} + \dot{m}_{pal} W_d \eta_{KS} + \dot{m}_{pow2} i_{pow2} = \dot{m}_{spal3} i_{spal3} + \Delta \dot{Q}_{KS} \quad (4)$$

a dla strumienia powietrza opuszczającego sprężarkę:

$$\dot{m}_{pow1} i_{pow1} + P_S = \dot{m}_{pow2} i_{pow2} + \Delta \dot{Q}_S \quad (5)$$

gdzie w równaniach (3) – (5)

$$\Delta \dot{Q}_T, \Delta \dot{Q}_{KS}, \Delta \dot{Q}_S$$

– strumienie energii rozpraszanej odpowiednio przez

turbinę, komorę spalania i sprężarkę do otoczenia.

Uwzględniając fakt, iż moc rozwijana przez turbinę zużywana jest na napęd sprężarki oraz przekazywana odbiornikowi energii jako moc efektywna, równa jest ona sumie mocy:

$$P_T = P_S + P_e \quad (6)$$

równanie (3) dla turbiny można zapisać w postaci:

$$\dot{m}_{spal3} i_{spal3} = \dot{m}_{spal4} i_{spal4} + P_S + P_e + \Delta \dot{Q}_T \quad (7)$$

Równanie bilansowe silnika otrzymano składając równania bilansowe dla jego podzespołów (3) – (5):

$$\dot{m}_{pow1} i_{pow1} + \dot{m}_{pal} i_{pal} + \dot{m}_{pal} W_d \eta_{KS} = \dot{m}_{spal4} i_{spal4} + P_e + \Delta \dot{Q}_\Sigma \quad (8)$$

gdzie:

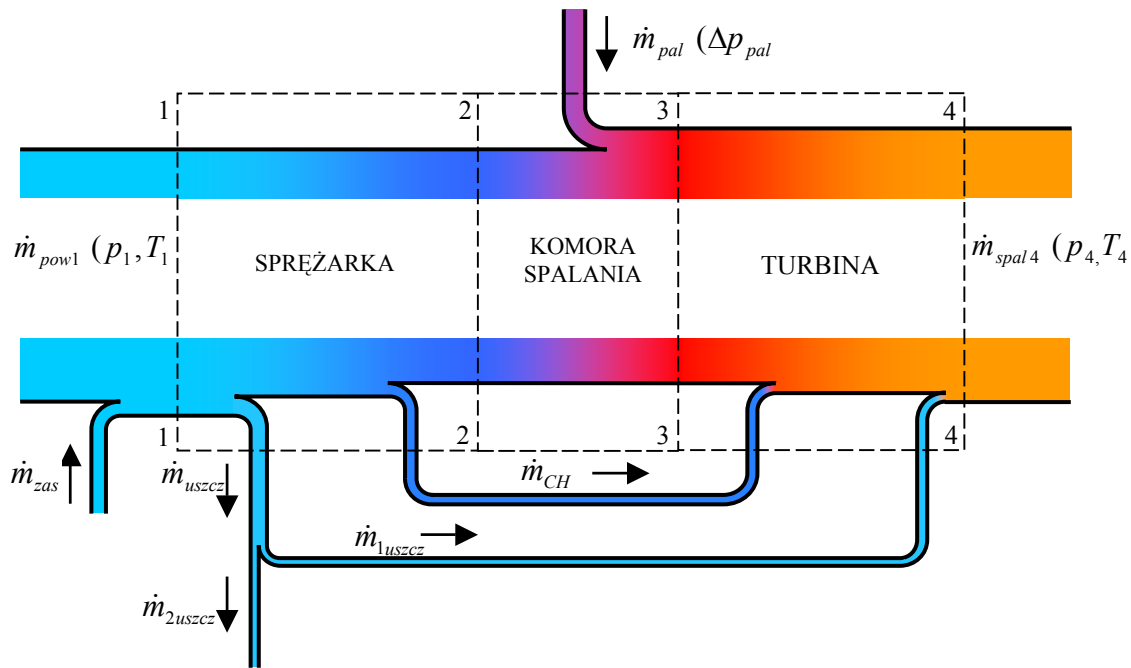
$$\Delta \dot{Q}_\Sigma = \Delta \dot{Q}_S + \Delta \dot{Q}_{KS} + \Delta \dot{Q}_T \quad (9)$$

w którym pozostały tylko wyrażenia uwzględniające połączenie strumieni energii z otoczeniem. Chociaż równanie (8) powstało z równań bilansowych maszyn silnika, to nie zawiera ono nowej informacji. Jest ono wykorzystywane w miejsce równania bilansowego jednej z maszyn silnika, w zależności od dostępności pomiarowej parametrów pracy.

Strumień spalin wylotowych wynika z bilansu strumieni powietrza roboczego, zasysanego, chłodzącego, uszczelniającego i strumienia paliwa. Model bilansu strumieni masy czynników roboczych w silniku przedstawiono na rysunku 2.

Wśród zmiennych stanu występujących w równaniach modelu opisującego przetwarzanie energii w silniku [1] są takie, których bezpośredni pomiar można dokonać z możliwą do zaakceptowania dokładnością, ale jest utrudniony technicznie lub praktycznie niemożliwy. Rezygnując z parametrów trudnych do zmierzenia na przyjętym poziomie oprzyrządowania układu pomiarowego silnika można je obliczyć, uzyskując dokładność znacznie wyższą, niż otrzymana przy bezpośrednim pomiarze.





Rys. 2. Model bilansu strumieni masy głównego czynnika roboczego w silniku jednowirnikowym

Metoda ta nie nakłada ograniczeń na liczbę równań bilansowych. Jednak należy zachować ostrożność przy wstępnym szacowaniu wartości i macierzy kowariancji wielkości niewiadomych. Optymalny dobór tych wielkości jest zagadnieniem złożonym, zależnym od specyfiki rozwiązywanego problemu.

Stwierdzenie to szczególnie dotyczy wstępnego oszacowania wartości i niepewności oszacowania niewiadomej entalpii spalin opuszczających komorę spalania:

$$i_{spal3} = \frac{1}{\dot{m}_{spal3}} (\dot{m}_{spal4} i_{spal4} + P_S + P_e + \Delta \dot{Q}_T) \quad (10)$$

Z występujących w równaniach bilansowych parametrów największe trudności z określeniem, z zadowalająco wysokim stopniem dokładności, wykazuje moc zapotrzebowana przez sprężarkę. Do jej określania zastosowano równanie bilansowe sprężarki (5) w postaci:

$$P_S = \dot{m}_{pow2} i_{pow2} - \dot{m}_{pow1} i_{pow1} + \Delta \dot{Q}_S \quad (11)$$

Strumień powietrza zasysanego przez sprężarkę jest pomniejszony za sprężarką o strumień powietrza pobieranego do chłodzenia gorących detali silnika

$$\dot{m}_{pow2} = \dot{m}_{pow1} - \dot{m}_{pow.CH} \quad (12)$$

to definiując wskaźnik udziału powietrza chłodzącego gorące detale silnika w strumieniu powietrza zasysanego przez sprężarkę w postaci

$$\gamma = \frac{\dot{m}_{pow.CH}}{\dot{m}_{pow1}} \quad (13)$$

i podstawiając zależności (12) i (13) do równania (11), po przekształceniu otrzymano

$$P_S = \dot{m}_{pow1} [(1 - \gamma) i_{pow2} - i_{pow1}] + \Delta \dot{Q}_S \quad (14)$$

Do obliczenia sprawności termicznej komory spalania posłużono się równaniem dla całego silnika (8), otrzymując po przekształceniu wyrażenie (1) w postaci:

$$\eta_{KS} = \frac{1}{\dot{m}_{pal} W_d} (\dot{m}_{spal4} i_{spal4} + P_e + \dot{Q}_\Sigma - \dot{m}_{pow1} i_1 - \dot{m}_{pal} i_{pal}) \quad (15)$$

Identyfikacja eksperymentalna parametrów prawej strony równania (15) powinna być dokonana

z minimalną, osiągalną niepewnością. Dotyczy to pomiaru strumienia paliwa lub ciśnienia paliwa za pompą paliwową, strumienia powietrza i temperatury spalin do określenia ich entalpii według zależności (10) oraz mocy efektywnej silnika.

### 3. DOSTĘPNOŚĆ I DOKŁADNOŚĆ POMIAROWA PARAMETRÓW SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

Kierując się wymaganiami przydatności w diagnozowaniu oraz uwzględniając:

- reprezentację strumieni energii użytecznej i zasilające silnik,
- występowanie w zależnościach opisujących przetwarzanie energii w silnikach,

- doświadczalnie potwierdzoną eksploatacyjną pewność pomiarów,
- spełnienie podstawowych wymagań producenta pod względem bezpieczeństwa pomiarów,
- zagwarantowania prawidłowości funkcjonowania silnika, wiarygodności pomiarowej i możliwości automatycznej rejestracji,

pomiaram poddano następujące parametry sygnału diagnostycznego:

$$D_{mk} = \{P_{ek}, p_{2k}, T_{2k}, p_{palk}, T_{4k}, p_0, T_0\} \quad (16)$$

gdzie:  $D_{mk}$  – zbiór wielkości zmierzonych podczas  $k$  – tej obserwacji;

$P_{ek}$  – moc efektywna silnika;

$p_{2k}, T_{2k}$  – ciśnienie i temperatura powietrza za sprężarką;

$p_{palk}$  – ciśnienie paliwa za pompą;

$T_{4k}$  – temperatura spalin za turbiną;

$p_{0k}, T_{0k}$  – ciśnienie i temperatura powietrza atmosferycznego.

Rozwój technik pomiarowo-informatycznych umożliwia stosowanie różnorodnych procedur obliczeniowych wykorzystujących wyniki pomiarów [1, 3] z rozproszonych układów pomiarowo-rejestrujących. Klasa dokładności okrętowych układów pomiarowych nie zapewnia jednak uzyskania wiarygodności obliczeń sprawności maszyn na poziomie pomiarów zdawczych czy gwarancyjnych. Dla potrzeb pracy zbudowano specjalny układ rejestrujący parametry sygnału diagnostycznego podczas niestacjonarnego testu eksploatacyjnego [1]. Posłużył on do określenia wartości średnich parametrów przy różnych mocach silników. Zastosowano tu czujniki okrętowego układu pomiarowego. Z zarejestrowanych przebiegów parametrów wyselekcjonowano serie parametrów pracy potraktowane jako sekwencje czasowe stanów pracy ustalonej silników. Dla poszczególnych serii pomiarowych obliczono

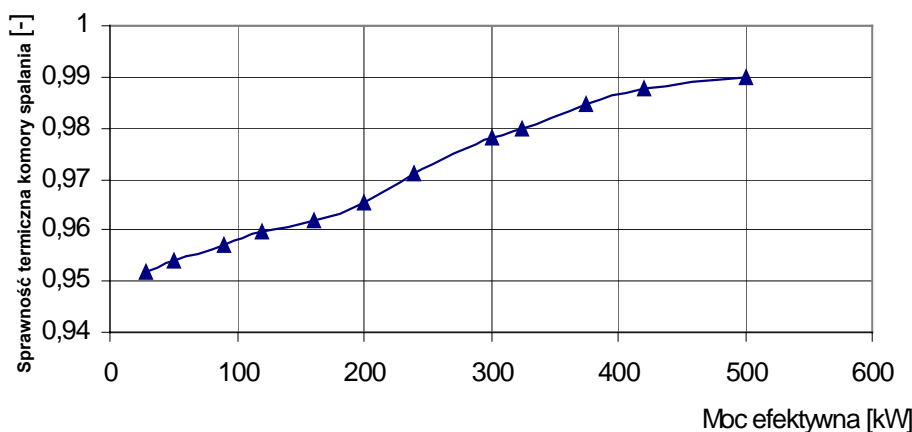
wartości średnie parametrów  $\bar{d}_i$  oraz eksperymentalne odchylenia standardowe  $\sigma_{d_i}$ .

Na ich podstawie obliczono średnie błędy względne serii pomiarów, zgodnie z zależnością:

$$\delta_{d_i} = \frac{\sigma_{d_i}}{\bar{d}_i} \quad (17)$$

Dla otrzymanych populacji par: *zmierzony parametr diagnostyczny – moc efektywna silnika* obliczono wielkości niedostępne pomiarowo, jako funkcje mocy efektywnej silnika. Zastosowano w tym celu modele regresyjne z funkcjami opisującymi w postaci wykładniczej. W oparciu o przyjęte funkcje opisujące, dla mocy wyróżnianych w dokumentacji silnika, estymowano wartości wielkości niedostępnych pomiarowo. Przykładowe wyniki dla sprawności termicznej komory spalania  $\eta_{tKS}$ , określonej na podstawie zależności (15), w funkcji mocy silnika przedstawiono na rysunku 3.

Dla porównania dokładności wyników pomiarów szacowanych wielkości w tabeli 1 podano dopuszczalne wartości niepewności względnych parametru  $d_i$  okrętowego układu pomiarowego silnika typu GTU – 6A  $\delta_{OUPd_i}$  ustalone na podstawie dokumentacji technicznej silnika oraz maksymalne niepewności względne uzyskane podczas rejestrowanych obserwacji parametrów. Dla temperatury spalin, ciśnienia powietrza za sprężarką i ciśnienia paliwa za pompą niepewności względne metody pomiarowej są mniejsze od dopuszczalnych niepewności okrętowych układów pomiarowych. Jedyne względne niepewności pomiarów ciśnienia paliwa i strumienia masy paliwa okazały się większe od dopuszczalnych niepewności względnych okrętowych układów pomiarowych.



Rys. 3. Przykład zależności sprawności termicznej komory spalania jako funkcji mocy silnika na podstawie estymowanej wartości temperatury  $T_3$

Tabela 1. Niepewności metody pomiarowej i układu pomiarowego

Parametr diagnostyczny	Niepewność względna metody pomiarowej	Niepewność względna okrętowych układów pomiarowych h
$\bar{d}_i$	$\delta_{d_i}$ [%]	$\delta_{OUPd_i}$ [%]
Moc silnika	0,3814	1,0
Temperatura spalin za turbiną	0,2448	1,5 - 2,8
Ciśnienie powietrza za sprężarką	0,2485	0,6 - 1,3
Ciśnienie paliwa za pompą	1,1104	1,0
Strumień masy paliwa	1,3725	1,0
Prędkość obrotowa wirnika	0,1105	0,3 - 1,5

#### 4. UWIARYGODNIENIE WYNIKÓW POMIARÓW I WIELKOŚCI NIE MIERZONYCH ZA POMOCĄ RACHUNKU WYRÓWNAWCZEGO

Rachunek wyrównawczy zastosowano w celu skorygowania wielkości zmierzonych i wstępnie obliczonych lub oszacowanych niewiadomych, tutaj np. sprawności komory spalania. W rachunku tym równania zachowania składające się na model matematyczny były spełnione przy równoczesnej minimalizacji odchyłek wyników pomiarów od wartości skorygowanych. Zastosowano tu zasadę maksymalizacji funkcji wiarygodności w  $n$ -wymiarowej przestrzeni błędów [2]. Wynikający z niej estymator największej wiarygodności jest równoważny estymatorowi o minimalnej wartości błędów estymacji w metodzie najmniejszych kwadratów Gaussa. W uogólnionej metodzie uzgadniania, zgodnie z zasadą estymacji średniokwadratowej, ważoną funkcję ryzyka można zapisać następująco:

$$(\bar{D}_m - D_c)^T M^{-1} (\bar{D}_m - D_c) \rightarrow \min \quad (18)$$

gdzie:

$\bar{D}_m$  – wektor wielkości mierzonych niewiadomych,

$D_c$  – wektor wyników pomiaru i wielkości niewiadomych, wstępnie oszacowanych,

$M$  – macierz kowariancji wielkości mierzonych i oszacowanych niewiadomych.

Ekstremum jest warunkowe, ponieważ wielkości mierzone i niewiadome są ze sobą

wzajemnie powiązane równaniami modelu matematycznego analizowanego procesu:

$$F(\bar{d}) = 0 \quad (19)$$

Nieliniowy układ równań modelu (19) stanowi równania warunków w procedurze uzgadniania, polegającego na wyznaczeniu wartości poprawek i wyrównanych ocen wielkości mierzonych oraz niewiadomych w celu spełnienia równań modelu matematycznego.

#### 5. PODSUMOWANIE

Jeżeli pod pojęciem równania bilansowego rozumiane jest matematyczne wyrażenie praw zachowania energii i praw zachowania substancji dla maszyn, to dla ustalonych warunków pracy silnika sprowadzają się one do bilansu energii doprowadzonej i odprowadzonej od maszyny wirnikowej i komory spalania oraz ilości substancji odprowadzonej od nich do innych maszyn silnika lub do otoczenia. W żadnej z maszyn silnika nie zachodzi wówczas akumulacja lub wydzielanie energii, czy też substancji.

Można wskazać dwie korzyści wykorzystania równań bilansowych i rachunku wyrównawczego:

1. Korektę wartości danych pomiarowych parametrów występujących w równaniach bilansowych
2. Określenie wielkości niedostępnych pomiarowo i nieznanymi, poprzez pomiar z zadowalającą dokładnością ograniczonej liczby parametrów diagnostycznych i parametryzację drogą obliczeń, pozostałych zmiennych wchodzących w skład równań.

Wśród zmiennych stanu występujących w równaniach modelu opisującego przetwarzanie energii w silniku [1] są takie, których bezpośredni pomiar można dokonać z możliwą do zaakceptowania dokładnością, ale jest utrudniony technicznie lub praktycznie niemożliwy. Rezygnując z parametrów trudnych do zmierzenia na przyjętym poziomie oprzyrządowania układu pomiarowego silnika można je obliczyć, uzyskując dokładność znacznie wyższą, niż otrzymana przy bezpośrednim pomiarze.

Do obliczenia sprawności komory spalania zgodnie z zależnością (15), niezbędne jest określenie mocy zapotrzebowanej przez sprężarkę wg (14) do czego niezbędna jest znajomość strumienia masy oraz ciśnienia i temperatury powietrza przed i za sprężarką, jako zmiennych stanu entalpii. Wówczas można uniknąć jednego z najtrudniejszych pomiarów – średniej temperatury spalin za komorą spalania, a przed turbiną, potrzebnej do określenia entalpii spalin.

Obliczenia pokazały, że sprawność komory spalania obniża się podczas pracy silnika przy

częściowych obciążeniach i biegu jałowym, chociaż jest zawsze niewiele mniejsza od jedności.

Prezentowana metoda, przy ograniczonej dostępności pomiarowej, jak to ma miejsce w przypadku okrętowych silników turbinowych, staje się metodą weryfikacyjną, stwarzającą możliwość lokalizowania niesprawności w podzespołach silnika. W tym celu przyjmuje się hipotezę, że wielkości charakteryzujące podstawowe podzespoły przyjmują wartości w przedziałach zmian dopuszczalnych, natomiast pewne jako niesprawne. Na podstawie wyników pomiarów można weryfikować przyjętą hipotezę dla różnych kombinacji parametrów pracy. Uzyskanie pozytywnego wyniku weryfikacji jest jednoznaczne ze zlokalizowaniem elementów niesprawnych lub niezdatnych.

W sytuacji małej dostępności pomiarowej silnika turbinowego, gdy liczba równań bilansowych, które można ułożyć wykorzystując dostępne wyniki pomiarów, jest mniejsza od liczby niewiadomych, należy stosować metodę optymalizacyjną z wykorzystaniem rachunku wyrównawczego. Wówczas układ równań jest nieoznaczony

i istnieje nieskończenie wiele jego rozwiązań. Cechą charakterystyczną tak postawionego problemu jest fakt, że liczba wielkości charakteryzujących elementy niesprawne lub niezdatne nie różni się znacznie od ilości parametrów diagnostycznych

Przedstawiona metoda oceny stanu silników turbinowych nie jest uniwersalna, a jej wady i zalety uwiadcniają się podczas diagnozowania silników o większym stopniu złożoności. Jednak jest to jedyna możliwa droga praktycznej oceny zdolności silników do funkcjonowania w eksploatacji.

## LITERATURA

- [1] Adamkiewicz A.: *Application of Balance Equations for Determination of Experimentally Inaccessible Quantities in the Diagnostics of Marine Gas Turbine Engines*. The Third Scientific International Scientific Symposium on Technical COMPOWER'04, Poland, Gdańsk, 2 – 3 December, 2004. Economic and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants, Gdańsk University of Technology, Alstom Power Ltd., Gdańsk 2004. Monografia pod red. prof. Z. Domachowskiego, w rozdziale: Turbine Plant Diagnostics, ss.123 – 133.
- [2] Sanecki J.: *Elementy rachunku wyrównawczego*. Fundacja Rozwoju Wyższej Szkoły Morskiej w Szczecinie, Szczecin 2004.
- [3] Szargut J. (red.): *Rachunek wyrównawczy w technice cieplnej*. Ossolineum, Wrocław 1985.

**Marek DZIDA, dr hab. inż.**, prof. ndzw. Politechniki Gdańskiej, pracownik naukowo-dydaktyczny Katedry Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych. Zainteresowania naukowe: siłownie okrętowe, turbiny parowe i gazowe. Dziekan Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa PG.



**Andrzej ADAMKIEWICZ, dr hab. inż.**, prof. ndzw. Akademii Morskiej w Szczecinie, pracownik naukowo - dydaktyczny Instytutu Technicznej Eksploatacji Siłowni Okrętowych Wydziału Mechanicznego Akademii Morskiej. Doktoryzował się w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku w 1991 r. (promotor prof. dr hab. inż. Jerzy Krzyżanowski). Stopień doktora habilitowanego uzyskał na podstawie kolokwium przeprowadzonego na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w 2005 r. Zainteresowania naukowe autora obejmują zagadnienia: eksploatacji siłowni okrętowych, turbin parowych i gazowych, utylizacji ciepła w statkowych systemach odzyskiwania energii odpadowej, cieplnych maszyn wirnikowych oraz diagnostykę maszyn i urządzeń okrętowych. Prowadzi zajęcia dydaktyczne z: maszyn przepływowych, turbin parowych i gazowych, okrętowych napędów parowych, kotłów okrętowych i projektowania siłowni okrętowych.

Doktoryzował się w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku w 1991 r. (promotor prof. dr hab. inż. Jerzy Krzyżanowski). Stopień doktora habilitowanego uzyskał na podstawie kolokwium przeprowadzonego na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w 2005 r. Zainteresowania naukowe autora obejmują zagadnienia: eksploatacji siłowni okrętowych, turbin parowych i gazowych, utylizacji ciepła w statkowych systemach odzyskiwania energii odpadowej, cieplnych maszyn wirnikowych oraz diagnostykę maszyn i urządzeń okrętowych. Prowadzi zajęcia dydaktyczne z: maszyn przepływowych, turbin parowych i gazowych, okrętowych napędów parowych, kotłów okrętowych i projektowania siłowni okrętowych.

