

Bogdan Pojawa
Akademia Marynarki Wojennej

**ROZWIĄZANIE PROBLEMU
NIEDOSTATECZNEJ MOŻLIWOŚCI
OBCIĄŻANIA SILNIKA GTD-350
NA STANOWISKU LABORATORYJNYM**

STRESZCZENIE

W referacie przedstawiono badanie przyczyn i rozwiązanie problemów eksploatacyjnych związanych z niedostateczną możliwością obciążania turbinowego silnika spalinowego GTD-350 zabudowanego na stanowisku laboratoryjnym. Przeprowadzono również identyfikację obiektu badań oraz zaproponowano metodę wyznaczania momentu obrotowego i mocy silnika umożliwiającą opracowanie charakterystyki współpracy silnika z hamulcem obciążającym.

Słowa kluczowe:

okrętowy turbinowy silnik spalinowy, układ napędowy, odbiornik energii, hamulec obciążający, stanowisko laboratoryjne.

WSTĘP

Wykonywanie doświadczeń naukowych, badań adekwatności nowych metod oraz modeli matematycznych, przeprowadzanie badań nad nowymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi, z badaniami niszczącymi włącznie, wymaga istnienia stanowisk badawczych, które umożliwią przeprowadzenie tego typu badań. W specjalności silnikowej, a w szczególności w zakresie silników turbinowych, tego typu stanowiska noszą nazwę stanowisk hamownianych lub krótko – hamowni. Silnikowe stanowiska hamowniane stwarzają szerokie możliwości w symulowaniu rzeczywistych warunków pracy badanych silników oraz zapewniają szerokie możliwości pomiarowe z wykorzystaniem bardzo specjalistycznego sprzętu pomiarowego, który

w rzeczywistych warunkach eksploatacji nigdy nie występuje. Pozwalają one na przeprowadzenie badań procesów statycznych, jak również dynamicznych, z symulowaniem dowolnych zakłóceń, mających wpływ na osiągi, charakterystyki i poprawność funkcjonowania badanego silnika [1, 2, 6, 7, 9].

Od wielu lat na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Laboratorium Eksploatacji Siłowni Okrętowych funkcjonuje stanowisko laboratoryjne z turbinowym silnikiem spalinowym GTD-350. Stanowisko to służy przede wszystkim działalności dydaktycznej. Realizowane są na nim zajęcia laboratoryjne z przedmiotu okrętowe turbinowe silniki spalinowe oraz prace dyplomowe studentów WM-E AMW. Stanowisko to jest również wykorzystywane do wykonywania eksperymentów w ramach badań naukowych prowadzonych na Wydziale.

Przedmiotowe stanowisko laboratoryjne przedstawia sobą okrętowy układ napędowy z turbinowym silnikiem spalinowym. W skład okrętowego układu napędowego wchodzi: silnik napędowy, sprzęgło, przekładnia, linia wałów oraz śruba napędowa. Na stanowisku laboratoryjnym odbiornikiem energii mechanicznej jest hamulec wodny Froude'a typu HWZ-3. Z uwagi na jego zasadę działania obciąża on silnik podobnie jak śruba napędowa o skoku zmiennym. Hamulec ten powinien zapewnić możliwość obciążania silnika GTD-350 w całym zakresie jego pola pracy. Jednak podczas pierwszych prób autora, przy okazji realizacji badań eksploatacyjnych, stwierdzono, że silnik nie osiąga swoich parametrów nominalnych.

W niniejszym artykule przedstawiono zatem wyniki badania przyczyn oraz sposób rozwiązania problemów eksploatacyjnych związanych z niedostateczną możliwością obciążania turbinowego silnika spalinowego GTD-350 zabudowanego na stanowisku laboratoryjnym.

IDENTYFIKACJA OBIEKTU BADAŃ

Do głównych elementów stanowiska należą:

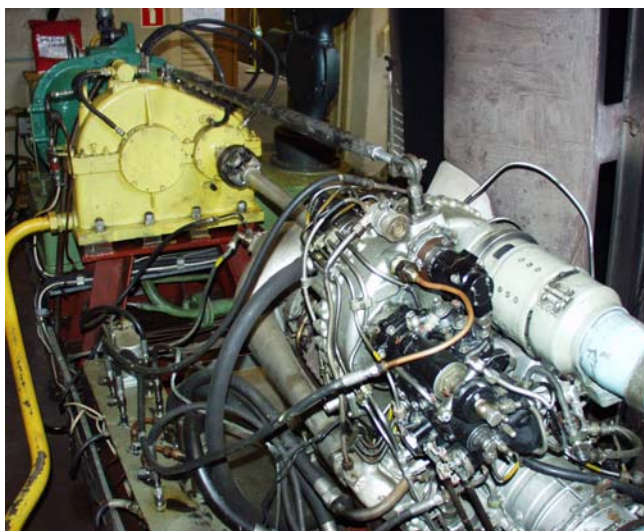
- turbinowy silnik spalinowy GTD-350;
- przekładnia redukcyjna H-564;
- hamulec wodny Froude'a typu HWZ-3;
- instalacja zasilania silnika paliwem;
- instalacje olejowe;

- silnika,
 - przekładni redukcyjnej;
- instalacja rozruchowa;
 - instalacja dolotu powietrza i wylotu spalin;
 - instalacja wodna zasilania hamulca;
 - układ sterowania wraz z aparaturą kontrolno-pomiarową.

Stanowisko umożliwia przeprowadzanie następujących ćwiczeń laboratoryjnych:

- przygotowanie do uruchomienia silnika turbinowego;
- rozruch i analizę parametrów pracy silnika podczas rozruchu, na biegu jałowym, a także na obciążeniach częściowych;
- wyznaczanie mocy i momentu obrotowego na wale napędowym;
- wyznaczanie charakterystyk silnika turbinowego;
- badanie bilansu cieplnego silnika;
- weryfikację obliczeń rzeczywistego obiegu termodynamicznego silnika turbinowego.

Widok ogólny stanowiska laboratoryjnego z silnikiem GTD-350 przedstawia poniższy rysunek.



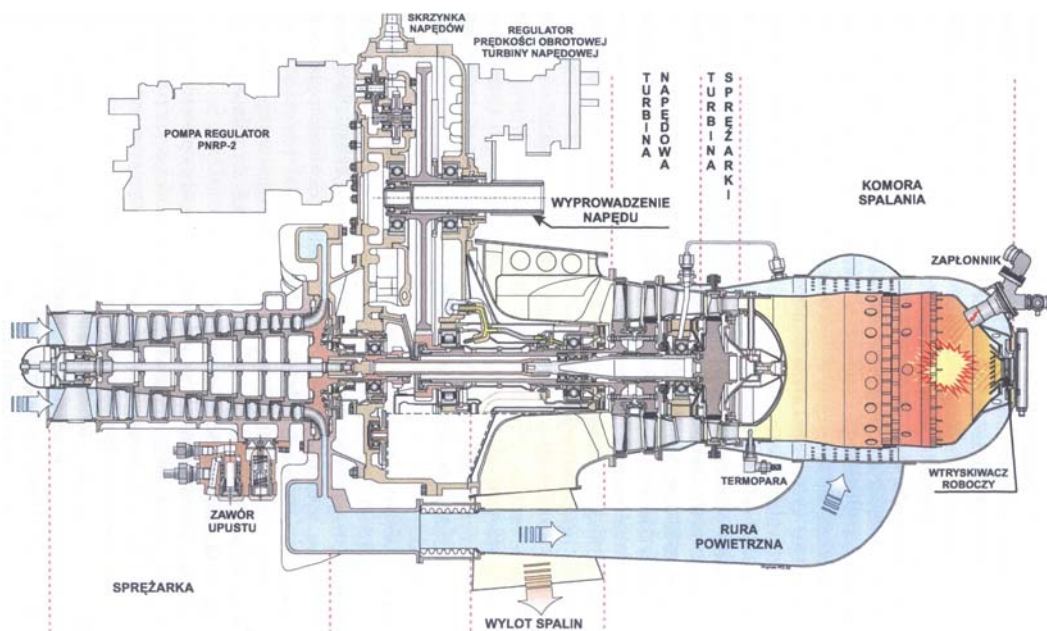
Rys. 1. Stanowisko laboratoryjne z turbinowym silnikiem spalinowym GTD-350

Silnik GTD-350 został zaprojektowany z przeznaczeniem do napędów lotniczych. To silnik śmigłowiec, którego głównym zastosowaniem jest napęd śmigłowca lekkiego Mi-2. Układ napędowy śmigłowca Mi-2 składa się z dwóch silników GTD-350 pracujących na wspólną przekładnię zbiorczą napędzającą wirnik nośny śmigłowca. Silnik może być również wykorzystany do napędu prądnic lub pomp o dużej wydajności oraz, z uwagi na jego małą moc i gabaryty, na laboratoryjnych stanowiskach hamownianych [5].

Jest to silnik o konstrukcji dwuwirnikowej z oddzielną turbiną napędową, z nietypowym rozwiązaniem konstrukcyjnym polegającym na umieszczeniu komory spalania za turbinami znajdującymi się bezpośrednio za sprężarką. Efektem takiego rozwiązania jest skrócenie wałów wirników i dopuszczenie ich do wysokich prędkości obrotowych, a tym samym obniżenie masy silnika. Uzyskuje się w ten sposób zmniejszenie jednostkowej masy silnika oraz zwiększenie ekonomiczności jego pracy [5].

Wytwornicę spalin silnika stanowi osiowo-promieniowa sprężarka z siedmioma stopniami osiowymi i jednym promieniowym napędzana przez jednostopniową turbinę osiową. Proces spalania realizowany jest w komorze spalania typu rurowego ze zwrotnym przepływem czynnika roboczego. Występuje w niej jeden wtryskiwacz roboczy umieszczony w osi komory oraz jeden zapłonnik. Wirnik wytwornicy spalin łożyskowany jest wewnątrz drążonego wału turbiny napędowej. W układzie łożyskowania wirnika zastosowano łożyska toczne. Oddzielną turbinę napędową stanowi dwustopniowa turbina osiowa napędzająca, poprzez jednostopniową przekładnię silnika, odbiornik energii. Do łożyskowania wirnika turbiny napędowej również zastosowano łożyska toczne. Do przekazywania napędu mechanizmom pomocniczym, niezbędnym do zapewnienia poprawnej pracy silnika, oraz odbiornikowi energii służy skrzynka napędowa. Przekrój silnika przedstawia rysunek 2.

Podstawowe parametry pracy silnika dla charakterystycznych zakresów jego pracy przedstawia tabela 1. [5]. Parametry te odnoszą się do pracy silnika w warunkach atmosfery wzorcowej [2, 6]. Parametry pracy oraz charakterystyki silników turbinowych sprowadza się do warunków atmosfery wzorcowej w celu stworzenia możliwości porównywania osiągnięć silnika pracującego w różnych warunkach atmosferycznych. Za wzorcowe warunki atmosferyczne przyjmuje się zgodnie z ISA: ciśnienie barometryczne $p_{owz} = 1013,25$ hPa, temperaturę $T_{owz} = 288,15$ K oraz wilgotność względną $\varphi_{owz} = 0\%$ [2, 6, 9].



Rys. 2. Przekrój silnika GTD-350 [7]

Tabela 1. Podstawowe parametry pracy silnika GTD-350 w warunkach atmosfery wzorcowej [5]

Wielkość	Oznaczenie	Jednostka	Zakres maksymalny	Zakres nominalny	Zakres przelotowy		Bieg jałowy
					I	II	
Moc na wale wyjściowym	P	kW	294,2	235,4	209,6	172,8	–
Prędkość obrotowa wytwornicy spalin	n_{ws}	%	96	90	87,5	84,5	57±3
		obr/min	43200	40500	39375	38025	25650 ±1350
Prędkość obrotowa turbiny napędowej	n_{TN}	%	97±1	101±1	max 104	max 104	62±12
		obr/min	23280 ±2400	24240 ±2400	24960	24960	14880 ±2880
Maksymalna temperatura spalin za komorą spalania	T_3	K	1243	1193	1163	1073	1063
Jednostkowe zużycie paliwa	b_e	g/kWh	496	530	557	605	5000
Spręż	π	–	6,05	–	–	–	–
Strumień powietrza	\dot{m}	kg/s	2,19	–	–	–	–

Hamulcem obciążającym silnik na laboratoryjnym stanowisku hamownianym jest hamulec wodny Froude'a typu HWZ-3. Hamulec zapewnia możliwość odbierania mocy do 294 kW przy maksymalnej prędkości obrotowej do 3000 obr/min. Jest on wyposażony w wagę dynamometryczną typu WAP200 z tarczą, której podziałka wyskalowana jest w jednostkach siły. Zakres podziałki dynamometru wynosi od 0 do 4000 N przy zachowaniu najmniejszej wartości podziałki wynoszącej 4 N. Widok hamulca zabudowanego na laboratoryjnym stanowisku silnika GTD-350 przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Hamulec obciążający – wodny Froude'a typu HWZ-3:

- 1 – silnik elektryczny układu sterowania przesłanami regulacyjnymi;
- 2 – pokrętko ręcznego sterowania przesłanami regulacyjnymi; 3 – ramię hamulca

Hamulec składa się z następujących głównych podzespołów: zespołu roboczego, podstawy z dźwigniowym układem wzorcowania, układu sterowania przesłanami regulacyjnymi.

METODA WYZNACZANIA MOCY I MOMENTU OBROTOWEGO NA WALE SILNIKA

Moc silnika możliwa jest do wyznaczenia na podstawie następującej zależności:

$$P = M \cdot \omega_h \quad [\text{W}], \quad (1)$$

gdzie: P – moc odbierana przez hamulec w W;
 M – moment obrotowy w Nm;
 ω_h – prędkość kątowa hamulca w 1/s lub rad/s.

Do wyznaczenia mocy z powyższej zależności niezbędne jest dysponowanie momentem obrotowym oraz prędkością kątową hamulca obciążającego. Wyznaczenie momentu obrotowego umożliwia waga dynamometryczna hamulca, natomiast jego prędkość kątową ω_h można wyznaczyć z prędkości obrotowej wolnej turbiny napędowej n_{TN} , przy znajomości przełożeń przekładni silnika oraz przekładni redukcyjnej. Pomiar prędkości obrotowej wolnej turbiny napędowej dokonywany jest za pomocą prądnicy tachometrycznej.

Wyznaczenia prędkości kątowej hamulca obciążającego ω_h dokonuje się na podstawie zależności:

$$\omega_h = \frac{2\pi}{60} \cdot n_{TN} \cdot i_s \cdot i_p, \quad [1/s], \quad (2)$$

gdzie: n_{TN} – prędkość obrotowa turbiny napędowej w obr/min;
 i_p – przełożenie kinematyczne przekładni redukcyjnej $i_p = 0,2353$;
 i_s – przełożenie kinematyczne przekładni silnika $i_w = 0,246$.

W dalszej kolejności dysponując pomiarem wartości siły działającej na ramieniu hamulca, możliwe jest wyznaczenie momentu obrotowego z zależności:

$$M = F \cdot l, \quad [Nm], \quad (3)$$

gdzie: F – siła działająca na ramię hamulca w N;
 l – długość ramienia hamulca, która wynosi 0,4775 m.

Podstawiając do zależności (1) zależności (2) i (3) oraz sprowadzając moc do kW, otrzymujemy:

$$P = F \cdot l \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot n_{TN} \cdot i_w \cdot i_p \cdot 10^{-3} \quad [kW]. \quad (4)$$

Wydzielając z zależności (4) wartości stałe, otrzymujemy stałą hamulca K :

$$K = l \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot i_w \cdot i_p \cdot 10^{-3} \quad [m], \quad (5)$$

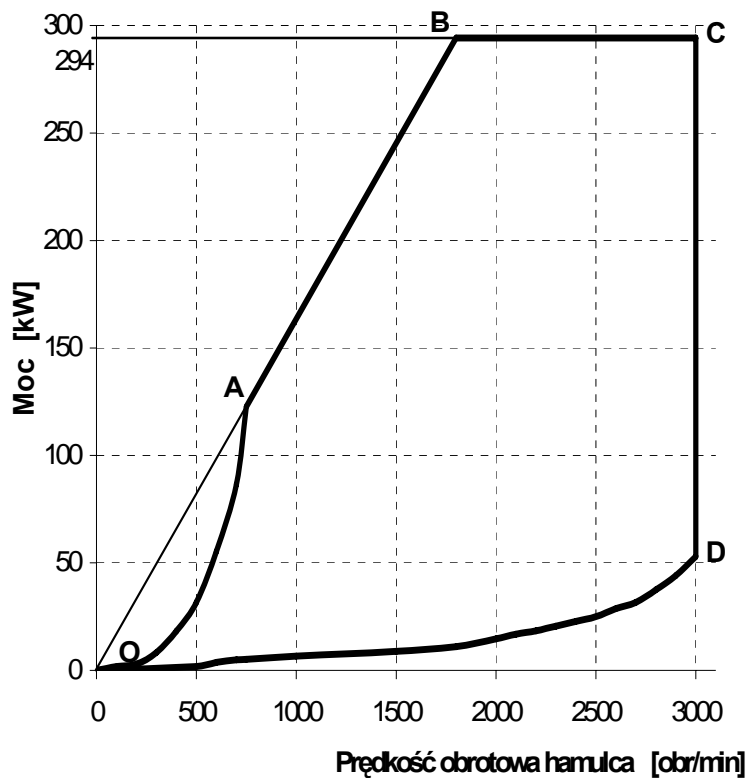
która dla hamulca wodnego Froude'a typu HWZ-3 wynosi:

$$K = 2,895 \cdot 10^{-6} \text{ m.}$$

W efekcie końcowym moc odbieraną przez hamulec obciążeniowy otrzymujemy z zależności:

$$P = K \cdot F \cdot n_{TN} \text{ [kW]}. \quad (6)$$

Każdy hamulec obciążający ma własną charakterystykę obciążeniową zawartą w jego dokumentacji technicznej. Charakterystykę obciążeniową hamulca HWZ-3 przedstawia rysunek 4.



Rys. 4. Charakterystyka obciążeniowa hamulca wodnego Froude'a typu HWZ-3 [4]

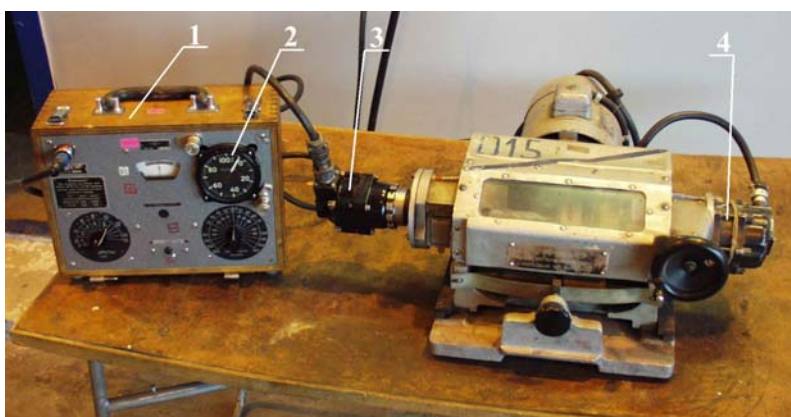
Powyższa charakterystyka umożliwia ocenę parametrów pracy hamulca i jest jedną z podstaw jego doboru do badanego silnika. Przy doborze hamulca do

badanego silnika należy wziąć pod uwagę minimalną i maksymalną zdolność odbierania energii, która pozwoli w pełni obciążyć badany silnik, oraz minimalną i maksymalną prędkość obrotową hamulca odpowiadającą przedziałowi zmienności prędkości obrotowych badanego silnika. Ogólnie rzecz biorąc, charakterystyka badanego silnika $P = f(n)$ powinna znajdować się w polu pracy (polu możliwych obciążeń) hamulca – pole OABCDO na rysunku 4.

BADANIA WSTĘPNE

Podczas badań wstępnych w pierwszej kolejności dokonano kalibracji przyrządów pomiarowych umożliwiających wyznaczenie mocy i momentu obrotowego silnika. Do przyrządów tych należą dynamometr oraz prądnica tachometryczna wraz ze wskaźnikiem stanowiące komplet pomiarowy.

Sprawdzenia poprawności wskazań prądnicy tachometrycznej i wskaźnika prędkości obrotowej turbiny napędowej dokonano za pomocą urządzenia KTU-1M przeznaczonego do sprawdzania prądnic rodziny DTE i wskaźników ITE (rys. 5.). Polegało ono na ustaleniu, czy różnica wskazań pomiędzy kompletem wzorcowym a sprawdzanym mieści się w dopuszczalnych granicach błędów. W przypadku zaistnienia znacznych odchyśleń od dopuszczalnych należy wymienić dany komplet pomiarowy na inny, który trzeba również poddać sprawdzeniu. Wyniki testowania przedstawia tabela 2.



Rys. 5. Urządzenie KTU-1M do sprawdzania prądnic tachometrycznych i wskaźników:
1 – pulpit; 2 – sprawdzany wskaźnik; 3 – prądniczka sprawdzana; 4 – prądniczka wzorcowa

Tabela 2. Wyniki testowania prądnicy tachometrycznej i wskaźnika prędkości obrotowej turbiny napędowej n_{TN} [3]

Wzorcowa prędkość obrotowa		Wskazania rzeczywiste obrotomierza		Błąd pomiaru bezwzględny wg KTU-1M	Błąd dopuszczalny wg instrukcji śmigłowej (w temperaturze 20 ⁺⁵ °C)
%	obr/min (po przeliczeniu)	%	obr/min (po przeliczeniu)	%	%
10	2400	10	2400	0	±1,0% dla dowolnej wartości prędkości obrotowej z zakresu 0 ÷ 60%
20	4800	19,75	4740	-0,25	
30	7200	30	7200	0	
40	9600	39,75	9540	-0,25	
50	12000	49,75	11940	-0,25	
60	14400	60	14400	0	±0,5% dla dowolnej wartości prędkości obrotowej z zakresu 60 ÷ 100%
70	16800	69,75	16740	-0,25	
80	19200	79,75	19140	-0,25	
90	21600	89,75	21540	-0,25	
100	24000	99,75	23940	-0,25	±1% dla dowolnej wartości prędkości obrotowej z zakresu 100 ÷ 110%
110	26400	110	26400	0	

Na podstawie wyników sprawdzenia stwierdzono, że błąd bezwzględny na poszczególnych zakresach jest nie większy niż określony w instrukcji silnika. W związku z tym można uznać, że komplet pomiarowy przeznaczony do pomiaru prędkości obrotowej turbiny napędowej jest w pełni sprawny.

Kalibracji wagi dynamometrycznej dokonano przy wykorzystaniu odważników wzorcowych o masach: 7 kg, 9,25 kg, 9,30 kg, 9,32 kg, 9,34 kg oraz 9,35 kg.



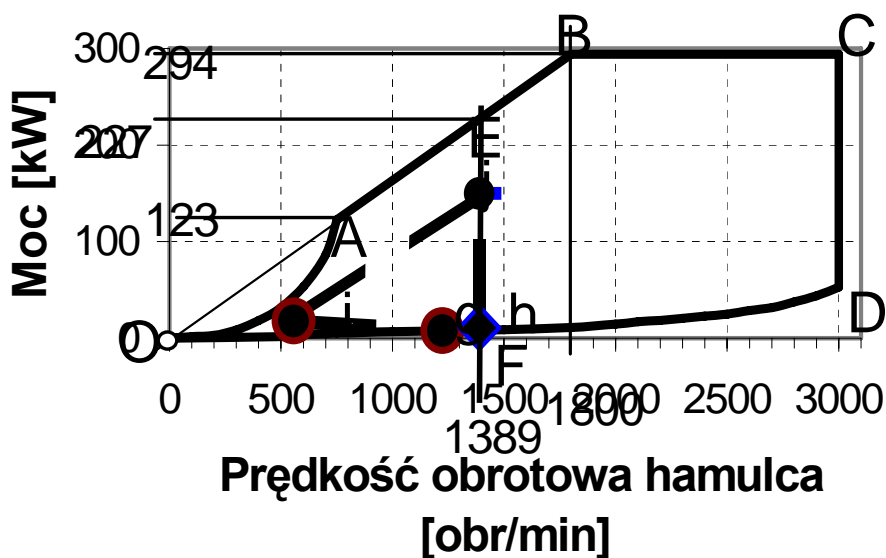
Rys. 6. Waga dynamometryczna podczas kalibracji [8]

Tabela 3. Wyniki kalibracji wagi dynamometrycznej [8]

Wskazanie wzorcowe dynamometru [kg]	Wartość siły wzorcowej [N]	Wskazanie wagi dynamometrycznej podczas kolejnych pomiarów							
		rosnąco				malejąco			
		[1]-1	[2]-1	[3]-1	[4]-1	[1]-2	[2]-2	[3]-2	[4]-2
0	0	0	0	0	0	16	0	0	14
22,88	457,6	474	440	432	436	500	488	488	500
45,76	915,2	928	904	896	944	974	972	944	984
68,69	1373,8	1400	1358	1346	1384	1444	1444	1436	1456
91,62	1832,4	1828	1804	1804	1864	1918	1908	1900	1920
114,48	2289,6	2280	2254	2256	2288	2368	2362	2360	2380
137,34	2746,8	2708	2664	2692	2728	2800	2798	2798	2812
160,03	3200,6	3076	3046	3080	3108	3196	3176	3188	3198
182,93	3658,6	3452	3434	3458	3512	3532	3496	3528	3540
200,1	4002	3750	3728	3738	3770	3764	3728	3738	3770

Na podstawie wyników kalibracji wagi dynamometrycznej określono odchylenie standardowe stanowiące błąd bezwzględny pomiaru siły wynoszący $\sigma(F) = 113,72$ [N] oraz względny wynoszący $\sigma_F = 2,8$ [%].

Przeprowadzenie analizy współpracy turbinowego silnika spalinowego GTD-350 z hamulcem obciążającym wymagało wyznaczenia charakterystyki ich współpracy. Charakterystykę tę wyznaczono na podstawie wartości parametrów pracy silnika oraz hamulca zarejestrowanych na określonych obciążeniach silnika.



Rys. 7. Odwzorowanie osiągi silnika w polu pracy hamulca obciążającego [3]

Współpracę silnika z hamulcem obciążającym przedstawia pole ghji. Punkt współpracy oznaczony przez (g) ustala się po uruchomieniu silnika i wprowadzeniu na bieg jałowy, przy całkowicie zamkniętych przesłonach regulacyjnych hamulca. Punkt (h) osiąga się poprzez zwiększenie strumienia paliwa przy całkowicie zamkniętych przesłonach regulacyjnych hamulca. W punkcie tym występuje ograniczenie maksymalną wartością prędkości obrotowej turbiny napędowej n_{TN} . Punkt (i) osiąga się w wyniku całkowitego otwarcia przesłon regulacyjnych hamulca (wychodząc z punktu g), przy zachowaniu ustalonego obciążenia (biegu jałowego) silnika (stała prędkość obrotowa n_{WS} i strumień paliwa). Punkt (j) można osiągnąć na dwa sposoby:

- w wyniku zwiększania strumienia paliwa, przy całkowicie otwartych przesłonach regulacyjnych hamulca – wychodząc z punktu (i);
- w wyniku jednoczesnego zwiększania strumienia paliwa i otwierania przesłon regulacyjnych hamulca, przy zachowaniu stałej wartości prędkości obrotowej turbiny napędowej n_{TN} (wychodząc z punktu h).

W punkcie (j) współpracy silnika z hamulcem silnik powinien osiągnąć maksymalne obciążenie, które określają parametry pracy silnika przedstawione w tabeli 1. W punkcie tym występuje ograniczenie maksymalną wartością prędkości obrotowej wytwornicy spalin n_{WS} lub temperatury spalin T_3 , w zależności od występującego wcześniej ograniczenia. Może również wystąpić ograniczenie maksymalną wartością prędkości obrotowej turbiny napędowej n_{TN} , jeżeli hamulec obciążający współpracujący z silnikiem ma zbyt małą moc zapotrzebowaną, jak w tym przypadku. W takiej sytuacji osiągnięcie maksymalnego zakresu pracy silnika jest niemożliwe.

Na podstawie powyższej charakterystyki stwierdzono, że przy pełnym otwarciu przesłon regulacyjnych hamulca obciążającego silnik osiąga jedynie połowę swego zakresu mocy maksymalnej.

ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ WSTĘPNYCH

Dokonując analizy wyników badań wstępnych warunków współpracy silnika GTD-350 z hamulcem obciążającym, stwierdzono szereg nieprawidłowości, które miały miejsce już podczas budowy przedmiotowego stanowiska laboratoryjnego.

Budowę stanowiska wykonał PZL WSK Rzeszów na podobieństwo własnych fabrycznych stanowisk hamownianych. Podczas budowy stanowiska nie zastosowano hamulca HWZ-1000, jak ma to miejsce na fabrycznych stanowiskach hamownianych w WSK Rzeszów, tylko hamulec o mniejszej mocy zapotrzebowanej HWZ-3. Z charakterystyki tego hamulca wynika jednak, że jest on w stanie w pełni obciążyć badany silnik, gdyż zarówno silnik, jak i hamulec dla zakresu maksymalnego odpowiadają sobie pod względem mocy.

Mając na uwadze powyższe, w dalszym ciągu poszukiwano przyczyn, z powodu których nie jest możliwe pełne obciążenie silnika. Podczas analizy charakterystyki współpracy silnika z hamulcem obciążającym zwrócono uwagę na fakt, że przy maksymalnej prędkości obrotowej turbiny napędowej n_{TN} hamulec obciążający nie osiąga swojej maksymalnej prędkości obrotowej, przy której ma maksymalną moc zapotrzebowaną. Spowodowane jest to zastosowaniem nieodpowiedniego przełożenia w przekładni redukcyjnej. Maksymalnej wartości prędkości obrotowej turbiny napędowej równej $n_{TN} = 24000$ obr/min odpowiada wartość prędkości obrotowej hamulca równa $n_h = 1389$ obr/min, a nie $n_h = 3000$ obr/min. Graniczną prędkość obrotową hamulca przedstawiono na rysunku 7. linią EF.

Analizując w dalszym ciągu charakterystykę współpracy silnika z hamulcem obciążającym, zauważono, że nawet przy obecnie występującej maksymalnej prędkości obrotowej hamulca istnieje możliwość obciążenia silnika do mocy ponad 200 kW, czyli do jego mocy nominalnej. Przyczyny tego mogły występować tylko po stronie instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający. Należało więc sprawdzić, czy zachowane są parametry pracy hamulca obciążającego. Należą do nich:

- ciśnienie wody 0,15 – 0,18 MPa;
- maksymalnie dopuszczalne ciśnienie wody 0,4 MPa;
- strumień wody przepływającej przez hamulec ok. 12 m³/h;
- maksymalna temperatura wody na wylocie 333 K.

Podczas pomiarów powyższych parametrów nie było możliwości dokonania oceny zmian wartości natężenia przepływu wody z powodu braku przepływomierza w instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający. Dlatego też w dalszej kolejności należało wyposażyć instalację wodną zasilającą hamulec obciążający w przepływomierz pozwalający na pomiar natężenia przepływu wody (rys. 8.).

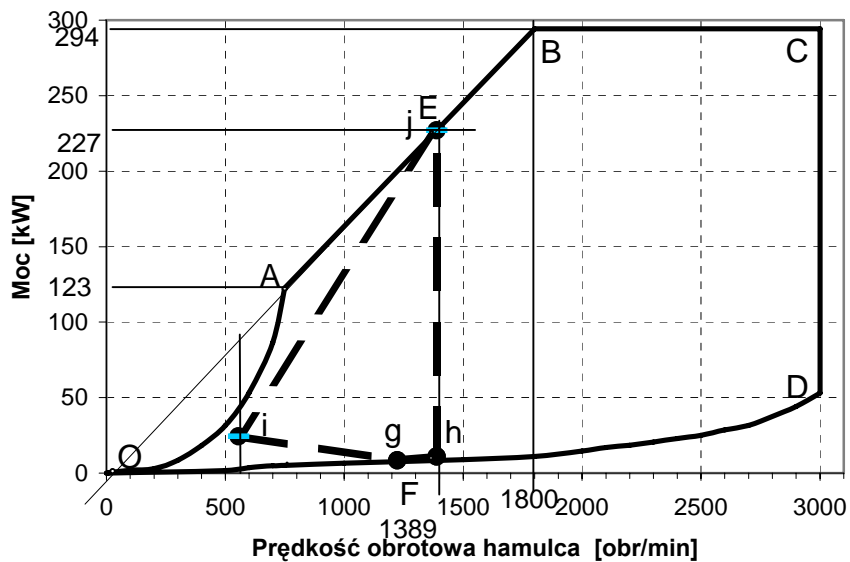
Dzięki zastosowaniu przepływomierza na podstawie pomiaru natężenia przepływu wody stwierdzono, że przyczyną niedostatecznego obciążania silnika może być niedostateczne natężenie przepływu wody. Dlatego w dalszej kolejności dokonano sprawdzenia funkcjonowania instalacji wodnej. Stwierdzono, że jest ona wyposażona w pompę wirową typu 63WZB295-A/25 o wydajności 63 m³/h, a więc dużo większej niż wymagane natężenie przepływu wody w hamulcu. W takim przypadku pozostało dokonać zlokalizowania przyczyn tak dużego dławienia przepływu wody w instalacji wodnej. Dokonując sprawdzenia oraz analizy funkcjonowania instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający, stwierdzono występowanie w niej nadmiernej liczby zaworów oraz strat przepływu spowodowanych częstą zmianą średnicy rurociągów. Po wyeliminowaniu zbędnych elementów w instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający oraz odpowiednim przygotowaniu jej do pracy dokonano ponownego sprawdzenia możliwych do zrealizowania osiągnięć silnika.

Dodatkowo hamulec wyposażono w dynamometr tensometryczny o większej dokładności, pozwalający dokonywać w sposób ciągły pomiaru i rejestracji siły na ramieniu hamulca za pomocą stanowiskowego systemu pomiarowo-rejestrującego. Widok zamontowanego przepływomierza oraz dynamometru tensometrycznego, a także zobrazenie osiągow silnika w polu pracy hamulca po dokonanej modernizacji instalacji wodnej zasilającej hamulec przedstawiono na poniższych rysunkach.



Rys. 8. Widok zamontowanego dynamometru tensometrycznego oraz przepływomierza w instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający:

1 – przepływomierz turbinowy typu TUR-1050; 2 – dynamometr tensometryczny



Rys. 9. Pole współpracy silnika z hamulec obciążającym po wykonanej modernizacji instalacji wodnej zasilającej hamulec [2]

Z rysunku 9. wynika, że po wykonaniu modernizacji instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający możliwe jest obciążenie silnika do jego mocy nominalnej. Tym samym zapewniono możliwość pełnego obciążenia silnika przy istniejących warunkowaniach pracy przedmiotowego stanowiska laboratoryjnego.

WNIOSKI

W wyniku realizacji badań dotyczących rozwiązania problemu niedostatecznej możliwości obciążania silnika GTD-350 na stanowisku laboratoryjnym najsuwają się następujące wnioski:

1. Przyczyną niedostatecznej możliwości obciążania silnika GTD-350 na stanowisku laboratoryjnym było zaniżone natężenie przepływu wody w hamulcu obciążającym.
2. Podczas budowy rozpatrywanego stanowiska laboratoryjnego popełniono błąd polegający na zastosowaniu hamulca obciążeniowego o zbyt małej mocy zapotrzebowanej przy istniejącej przekładni redukcyjnej lub zastosowaniu przekładni redukcyjnej o zbyt małym przełożeniu kinematycznym przy istniejącym hamulcu obciążającym. Z tego powodu silnik nie jest w pełni obciążany przez hamulec obciążający (rys. 9.).
3. Po wykonaniu modernizacji instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający istnieje możliwość obciążania silnika do mocy około 227 kW (punkt „j” na rys. 9.), co w przybliżeniu odpowiada jego mocy nominalnej.
4. Zastosowanie przepływomierza w instalacji wodnej zasilającej hamulec obciążający oraz dynamometru tensometrycznego pozwoli na jednoczesny pomiar oraz rejestrację tych parametrów z dość dużą dokładnością, przyczyniając się do pełniejszej kontroli procesu obciążania silnika.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Balicki W., Gryglewski W., Niedziałek B., *Możliwości wykorzystania GTD-350 w zastosowaniach nielotniczych*, VI Sympozjum Naukowo-Techniczne „Silniki spalinowe w zastosowaniach wojskowych”, AMW – WAT, Jurata 2003.
- [2] Cichosz E. i in., *Napędy lotnicze. Charakterystyka i zastosowanie napędów*, WKiŁ, Warszawa 1980.

- [3] Czarnecki A., *Projekt modernizacji stanowiska laboratoryjnego i badania wstępne silnika turbinowego GTD-350*, praca dyplomowa, AMW, Gdynia 2005.
- [4] *Hamulec hydrauliczny HWZ-3*, dokumentacja techniczno-ruchowa, Katedra Techniki Ciepłej Politechniki Łódzkiej, Łódź 1971.
- [5] *Instrukcja eksploatacji i obsługi technicznej silnika GTD-350*, Wytwórnia Sprzętu Komunikacyjnego „PZL-Rzeszów” S.A., Rzeszów 1975 (z późniejszymi zmianami).
- [6] Korczewski Z., *Identyfikacja procesów gazodynamicznych w zespole sprężarkowym okrętowego turbinowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki*, „Zeszyty Naukowe” AMW (rozprawa habilitacyjna), Gdynia 1999.
- [7] Kotlarz W. i in., *Turbinowe silniki spalinowe źródłem skażeń powietrza na lotniskach wojskowych*, red. W. Kotlarz, WSOSP, Dęblin 2003.
- [8] Lisicki K., *Określenie charakterystyk silnika turbinowego GTD-350*, praca dyplomowa, AMW, Gdynia 2004.
- [9] Orkisz M., *Wybrane zagadnienia z teorii turbinowych silników odrzutowych*, WSOSP, Dęblin, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1995.

ABSTRACT

The paper presents investigations into causes and solution of problems of operation related to insufficient capability to load GTD-350 gas turbine in the laboratory test bed. Additionally the paper presents identification of the object of study and proposes procedures to be used to determine torque and horse-power of the engine which in turn allow developing characteristics of co-operation of the engine with loading brake.

Recenzent kmdr dr hab. inż. Zbigniew Korczewski, prof. nadzw. AMW