

Dymarski Czesław*, Litwin Wojciech*

**BADANIA EKSPERYMENTALNE POLIMEROWEGO
ŁOŻYSKA SMAROWANEGO WODĄ
OKRĘTOWEGO WAŁU ŚRUBOWEGO**

**EXPERIMENTAL WORK ON WATER LUBRICATED
MAIN SHAFT BEARING OF SHIP**

Słowa kluczowe:

tribologia, łożyskowanie, wały śrubowe

Keywords:

tribology, bearings, ship main shaft bearings

Streszczenie:

Referat prezentuje część wyników uzyskanych w trakcie badań eksperymentalnych polimerowego łożyska okrętowego wału głównego smarowanego wodą.

Zademonstrowano uzyskane w trakcie pracy badawczej wykresy współczynnika tarcia, rozkładu ciśnienia na obwodzie pomiędzy czopem a panwią oraz trajektorii środka czopa.

* Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa

WSTĘP

Inżynierowie projektujący linię wału okrętowego muszą zdecydować się na sposób jego łożyskowania. Można zastosować skomplikowany układ z uszczelnionymi panwiami wylanymi stopami łożyskowymi smarowanymi olejem lub z łożyskami smarowanymi wodą. O zaletach takiego rozwiązania można znaleźć informacje w literaturze oraz można było usłyszeć na konferencjach [1, 2, 3].

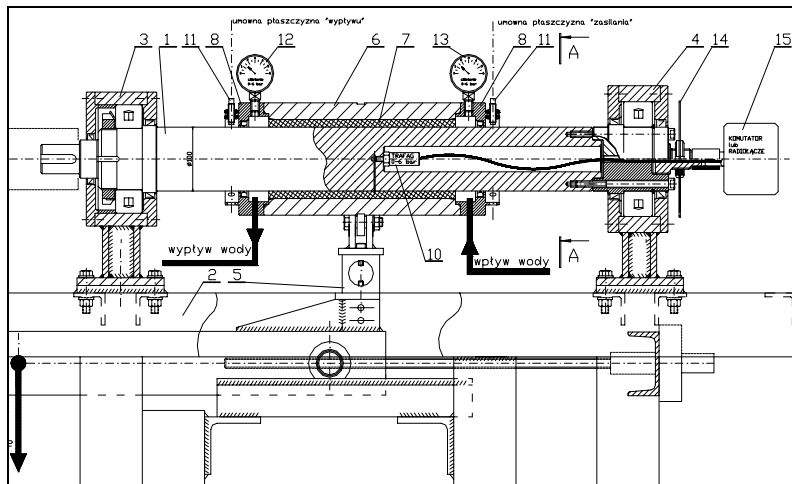
Rozpoczynając badania zjawisk, jakie zachodzą w smarownych wodą łożyskach ślizgowych okrętowych wałów głównych mieliśmy nadzieję, że próby przeprowadzone przez niezależny ośrodek naukowy, jakim jest Politechnika Gdańska przyczynią się do rozpropagowania ekologiczne czystego rozwiązania konstrukcyjnego oraz pozwolą na uzyskanie odpowiedzi na szereg pytań. Główne wątpliwości związane były z możliwością uzyskania stabilnego smarowania hydrodynamicznego wodą.

Możliwości pomiarowe stanowiska wykonanego na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa oraz niemożność wykonania części pomiarów na obiekcie rzeczywistym, jakim jest jednostka pływająca wywołało zainteresowanie ze strony zagranicznego przemysłu. W wyniku tego udało się pozyskać materiał do badań w tym jedno gotowe łożysko posiadające atesty Towarzystw Klasyfikacyjnych (np. Lloyd czy DNV).

STANOWISKO BADAWCZE I PRZEDMIOT BADAŃ

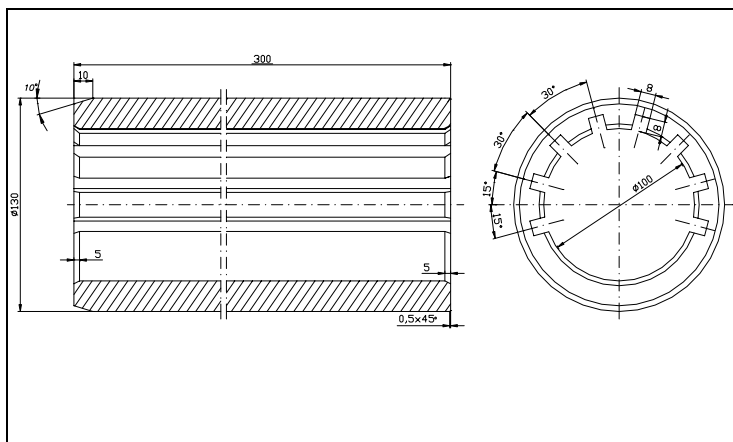
Stanowisko badawcze ma złożoną budowę. Składa się z trzech podstawowych podzespołów: zespołu napędowego posadowionego na ramie, zespołu wału wraz z badaną panwią i zespołu układów pomiarowych.

Na stanowisku badawczym można przeprowadzać próby łożysk o średnicy wewnętrznej 100 i długości do 300 [mm]. Zamontowane układy pomiarowe stwarzają duże możliwości badawcze. Można dokonywać pomiaru następujących wielkości: prędkości obrotowej wału, obciążenia promieniowego panwi, momentu tarcia (współczynnika tarcia), rozkładu ciśnienia w szczelinie pomiędzy wałem a panwią, trajektorii środka czopa względem panwi oraz temperatury, ciśnienia i natężenia przepływu wody przepływającej przez łożysko.



Rys. 1. Uproszczony rysunek złożeniowy stanowiska badawczego. 1-wał główny; 2-rama; 3,4- podpory; 5- dźwignia wywierająca obciążenie; 6,7- tuleja i badane łożysko; 8 – pokrywy boczne wraz z uszczelnieniami; 10-czujnik do pomiaru rozkładu ciśnienia pomiędzy wałem a panwią; 11-wiroprowadowe czujniki położenia; 12,13-manometry; 14-tarcza znacznika fazy; 15- układ do przesyłania sygnału ciśnienia z wirującego wału.

Pic. 1 Test Stand



Rys.2. Uproszczony rysunek badanej panwi.

Pic. 2. Tested bearing

Zainstalowane układy pomiarowe stwarzają możliwość pozyskania danych, których rejestracja na obiekcie rzeczywistym, jakim jest statek było by praktycznie niemożliwe.

Przedmiotem testów było łożysko jednego z wiodących światowych producentów materiałów łożyskowych. Panewkę dostarczono jako

gotowy element do zamontowania w tulei. Ze względu na umowę z producentem badanego łożyska nie można ujawnić jego nazwy oraz jaki jego produkt testowano.

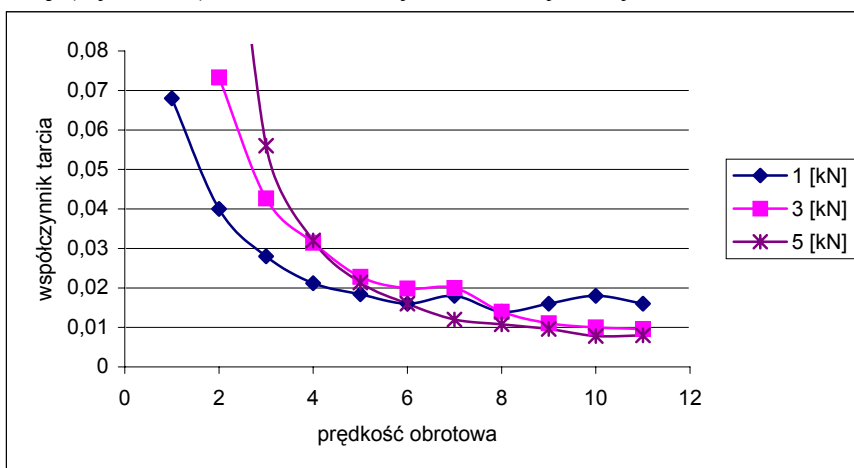
WYNIKI BADAŃ

Celem badań było stwierdzenie jakości pracy łożyska, w tym głównie możliwości wytworzenia stabilnego smarowania hydrodynamicznego. Dlatego przeprowadzono pomiary takich parametrów jak: rozkład ciśnień pomiędzy wałem a panwią, trajektorii środka czopa oraz wartość współczynnika tarcia w funkcji zmiennej prędkości obrotowej, obciążenia, natężenia przepływu i ciśnienia wody przepływającej przez łożysko.

Poniżej zaprezentowana została część uzyskanych wyników.

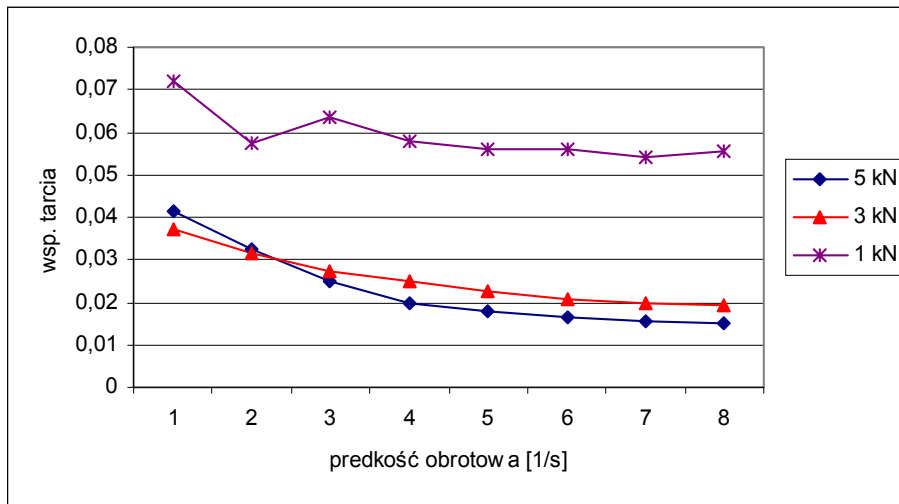
Pomiary współczynnika tarcia

W wyniku przeprowadzonych badań zarejestrowano kilka różnych charakterystyk współczynnika tarcia w funkcji zmian parametrów pracy takich jak: prędkość obrotowa i obciążenie promieniowe. Jednym z badanych zagadnień był wpływ ciśnienia i natężenia wody przepływającej przez łożysko na opory ruchu. Na wykresach pokazanych poniżej (Rys. 3 i 4) można zobaczyć część uzyskanych rezultatów.



Rys. 3. Wykres wartości współczynnika tarcia w funkcji zmiennej prędkości obrotowej i obciążenia. Ciśnienie wody przepływającej przez panew od strony zasilania 0,02 [MPa], natężenie przepływu 10 [litrów/min].

Pic. 3. Effect of rotation speed (1 – 11 [1/s]) and load (1 – 5 [kN]) on coefficient of friction, pressure of water supply 0,02 [bar], flow 10 [litres/min].



Rys. 4. Wykres wartości współczynnika tarcia w funkcji zmiennej prędkości obrotowej i obciążenia. Ciśnienie wody przepływającej przez panew od strony zasilania 0,3 [MPa], natężenie przepływu 10 [litrów/min]

Pic 4. Effect of rotation speed (1 –11 [1/s]) and load (1 – 5 [kN]) of friction coefficient, pressure of water supply 0,3 [bar], flow 10 [litres/min].

Przyglądając się wynikom przedstawionym w formie wykresów można wyciągnąć następujące wnioski:

Podwyższanie ciśnienia wody przepływającej przez łożysko jest niekorzystne. Powoduje zwiększenie się oporów ruchu w całym badanym zakresie zmian prędkości obrotowej wału. Przyczyną tego, zdaniem autorów są zjawiska hydrostatyczne.

Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału współczynnik tarcia maleje i osiąga wartość około 0,01. Można to tłumaczyć wzrastającym wpływem nośności hydrodynamicznej.

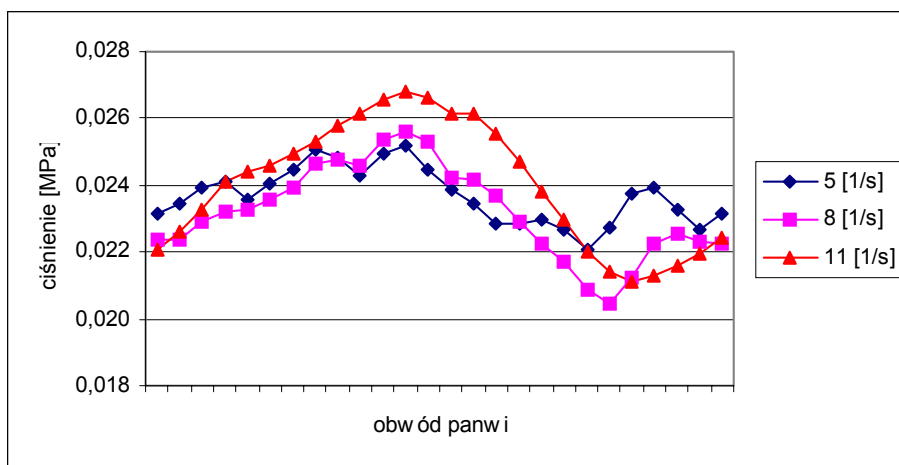
Bardzo interesujące zjawisko można zaobserwować dla stosunkowo niewielkich obciążeń wału rzędu 1[kN]. W tym przypadku współczynnik tarcia przy ciśnieniu 3 [bar] wzrasta nawet czterokrotnie w stosunku minimalnego ciśnienia przy jakim prowadzono próby. Trzeba zaznaczyć, że obciążenie rzędu 1[kN] jest jak najbardziej realne dla panwi rufowej małej jednostki pływającej. Dla przykładu w prototypowej jednostce wykonanej na Politechnice Gdańskiej, dziesięciometrowym kutrze rybackim „Mewa” obciążenie promieniowe panwi rufowej wynosiło poniżej 1[kN].

Pomiary ciśnienia w szczelinie smarowej

Poniżej, na rysunkach 5 i 6 przedstawiono promieniowe rozkłady ciśnienia na obwodzie szczeliny łożyskowej dla obciążenia promieniowego 4 [kN], dwóch różnych wartości ciśnienia zasilania i trzech wartości prędkości obrotowej.

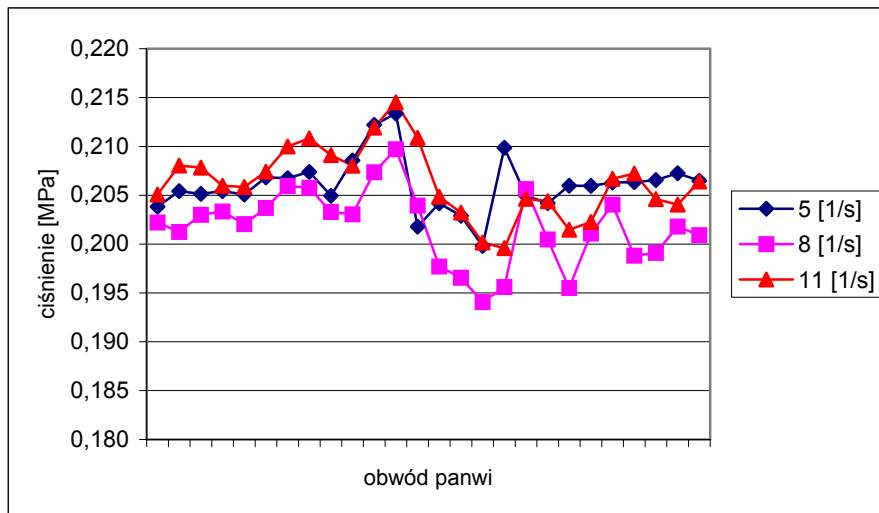
W otrzymanych przebiegach obwodowego rozkładu ciśnienia można łatwo dostrzec strefę podwyższonego ciśnienia będącą skutkiem działania zjawisk hydrodynamicznych w filmie wodnym. Przy dokładniejszej analizie okazało się jednak, że ten wzrost ciśnienia jest nieznaczny i niewystarczający dla uzyskania tarcia płynnego.

Zauważalne zmiany w kształcie charakterystyki rozkładu ciśnień powoduje podwyższenie ciśnienia wody przepływającej przez panewkę (Rys. 6). Wraz ze wzrostem ciśnienia zasilania wzrosły amplitudy ciśnienia hydrodynamicznego oraz charakterystyka zmieniała swój kształt. Uwidocznił się wpływ osiowych rowów wykonanych w panwi, które miejscowo obniżają wartości ciśnienia.



Rys. 5. Rozkład ciśnienia pomiędzy panią a wałem dla różnych prędkości obrotowych (5 – 11 [1/s]), obciążenia 4 [kN], ciśnienia wody przepływającej przez panew od strony zasilania 0,019 [MPa] i natężenia przepływu 10 [litrów/minutę]).

Pic. 5. Effect of rotation speed (5 –11 [1/s]) and load (4 [kN]) on pressure in film between shaft and bearing, water supply pressure 0,019 [MPa]



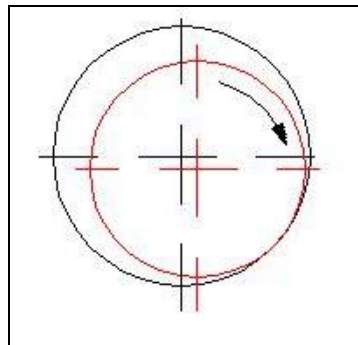
Rys. 6. Rozkład ciśnienia pomiędzy panią a wałem dla różnych prędkości obrotowych (5 – 11 [1/s]), obciążenia 4 [kN], ciśnienia wody przepływającej przez panew od strony zasilania 0,2 [MPa] i natężenia przepływu 10 [litrów/minutę]).

Pic 6. Effect of rotation speed (5 –11 [1/s]) and load (4 [kN]) on pressure in film between shaft and bearing, water supply pressure 0,2 [MPa]

Trajektorie środka czopa

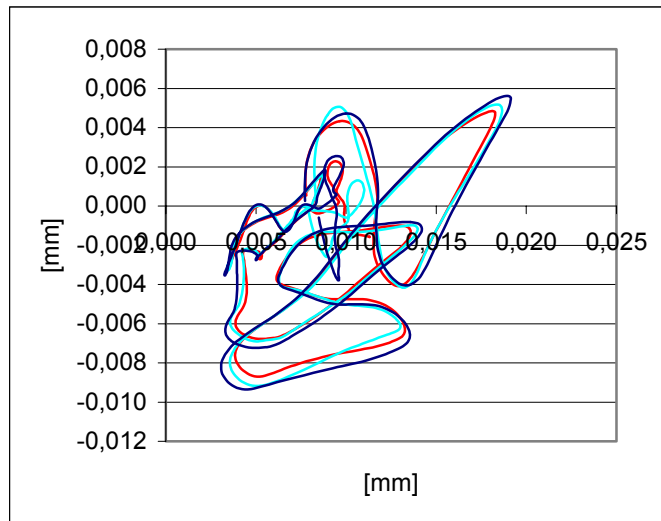
Dzięki zamontowaniu wiroprowadzowych czujników do bezstykowego pomiaru odległości udało się uzyskać precyzyjne trajektorie środka czopa (Rys. 9 i 10).

Przeprowadzone pomiary wykazały, że uzyskane trajektorie są powtarzalne (także w pewnym odstępie czasu Rys. 8).



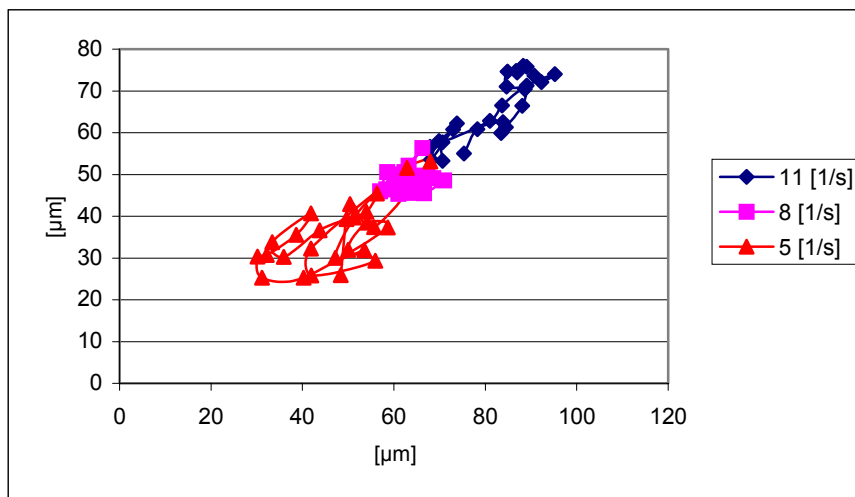
Rys.7 Rysunek przedstawia kierunek obrotów badanego układu łożyskowego oraz przykładowe położenie czopa w panwi gdy mamy do czynienia z tarcieniem suchym lub mieszanym

Pic. 7. Shaft rotation direction and location during dry or semi-fluid friction



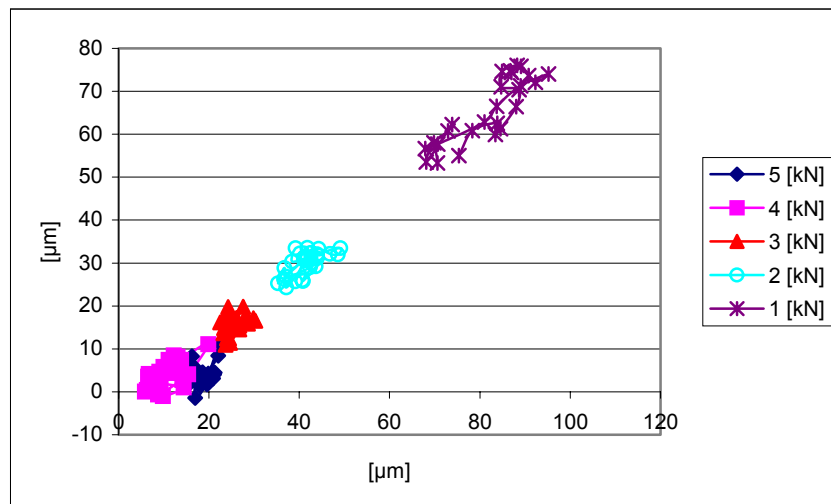
Rys. 8. Wykres przedstawia powtarzalność trajektorii w trzech kolejnych obrotach

Pic. 8. Repeatability of trajectory during next three revolutions



Rys.9. Wykres trajektorii środka wału, ciśnienie wody 0,02 [MPa], obciążenie 1[kN], prędkości 5, 8, 11 [1/s], (wykres trajektorii środka wału względem punktu (0,0)).

Pic. 9. Effect of rotation speed 5 - 11 [1/s], load 1 [kN] on shaft trajectory, water supply pressure 0,02 [MPa]



Rys.10. Wpływ zmiany obciążenia na trajektorię środka wału, prędkość obrotowa 11 [1/s] i ciśnienie wody 0,02 [MPa], (wykres trajektorii środka wału względem punktu (0,0)).

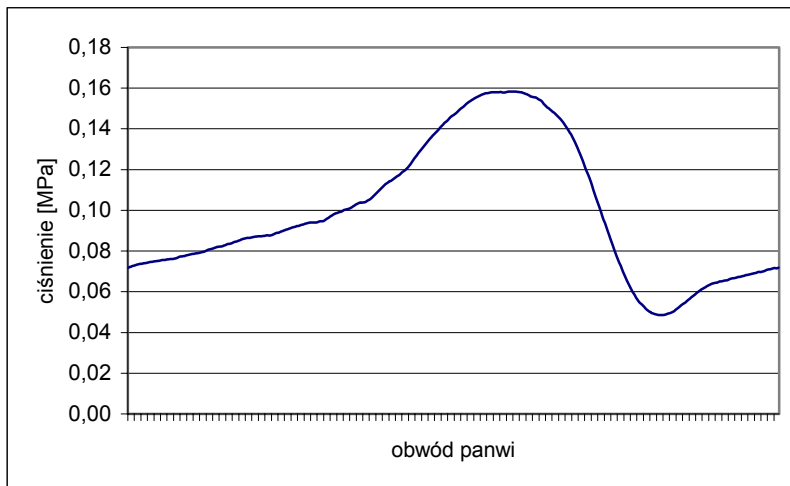
Pic.10. Effect of load (1 -5 [kN]) on shaft trajectory, rotation speed 11 [1/s], water supply pressure 0,02 [MPa]

Zarejestrowane trajektorie wskazują na to, że w łożysku nie dochodzi do tarcia płynnego. Świadczy to tym kierunek przesuwania się trajektorii wraz ze wzrostem prędkości obrotowej charakterystyczny dla braku tarcia płynnego (kierunek obrotów pokazany jest na rys. 7)

PODSUMOWANIE

Analizując uzyskane wyniki pomiarów można stwierdzić, że w badanej panwi nie występuje tarcie płynne. Dowodzą tego niskie wartości ciśnień hydrodynamicznych oraz trajektorie środka wału.

Mimo braku tarcia płynnego, wartość zmierzonego współczynnika tarcia, maleje ze wzrostem prędkości obrotowej i osiąga wartość 0,01 to jest o rząd niższa niż podana w katalogu producenta. Można sądzić, że różnica ta wynika z tego, że producent nie prowadził podobnych eksperymentów a podane w katalogu wartości uzyskane zostały z prób trybologicznych prowadzonych bez udziału wody która ma niewątpliwy wpływ na rejestrowane wartości.



Rys. 11. Rozkład ciśnienia pomiędzy panią a wałem dla prędkości obrotowej czopa 7 [1/s], obciążenia 5 [kN], ciśnienia wody przepływającej przez panew od strony zasilania 0,1 [MPa] i natężenia przepływu 6 [litrów/minutę].

Pic. 11. Effect of rotation speed (7 [1/s]) and load (5 [kN]) on pressure in film between shaft and bearing, water supply pressure 0,2 [MPa]

Dalsze badania eksperymentalne z łożyskami o odmiennej, własnej geometrii panwi wykazały, że jest możliwe uzyskanie stabilnego smarowania hydrodynamicznego wodą. Przeprowadzone w ostatnim czasie pomiary z łożyskiem o średnicy 100 i długości 300 [mm] obciążonego siłą promieniową 5 [kN] potwierdziły jego działanie przy stabilnej nośności hydrodynamicznej, czego dowodem jest niski współczynnik tarcia (około 0,001) oraz charakterystyczne położenie czopa w panwi i obwodowy rozkład ciśnienia wody w szczelinie smarowej (Rys. 11).

LITERATURA

1. Litwin Wojciech, Badania polimerowych łożysk ślizgowych wału śrubowego małej jednostki pływającej, Trybologia, 2002 R. 33 nr 1 s. 341-350.
1. Litwin Wojciech, Badanie łożysk smarowanych wodą wału śrubowego małej jednostki pływającej, Zbiór prac konferencyjnych, Problemy niekonwencjonalnych układów łożyskowych Łódź, 09-11 maja 2001
2. Litwin Wojciech, Zastosowanie tworzyw sztucznych przy łożyskowaniu wałów śrubowych jednostek pływających, Materiały V Konferencji

Okrętownictwo i Oceanotechnika MASZYNY I SYSTEMY TRANSPORTOWE. Międzyzdroje, czerwiec 2000. Szczecin: Politechnika Szczecińska 2000 s. 169-174

Recenzent:
Marian SZCZEREK

Summary

The matters under discussion there are results of research work on water lubricated main shaft bearing of ship.

Research work was done on special test stand witch has wide measurement possibilities (Pic. 1). We can record coefficient of friction, shaft trajectory, pressure between shaft and bearing, rotation speed, pressure and water flow in different condition like: rotation speed 3 to 11 [1/s], load 1 to 5 [kN], pressure of water 0,2 do 3 [bar], water flow 10 and 20 [litres/min].

Bearing was designed and made by famous producer and mounted in special bush (Pic.2).

The main problem of work was to check possibility of hydrodynamic lubrication.

Some examples of results of measurements work were shown (coefficient of friction Pic. 3 and 4, pressure between shaft and bearing Pic. 5 and 6, shaft center trajectory Pic. 8, 9, 10).