

**Grzegorz ROTTA<sup>\*</sup>, Michał WASILCZUK<sup>\*</sup>**

## **OBLICZENIOWA ANALIZA WYBRANYCH SYSTEMÓW DOSTARCZANIA SMARU W HYDRODYNAMICZNYCH ŁOŻYSKACH WZDŁUŻNYCH**

### **COMPUTATIONAL ANALYSIS OF SELECTED SUPPLY DESIGNS IN HYDRODYNAMIC THRUST BEARINGS**

#### **Słowa kluczowe:**

smarowanie hydrodynamiczne, łożyska wzdluzne, systemy smarowania, obliczeniowa dynamika płynów

#### **Key-words:**

hydrodynamic lubrication, thrust bearings, supply design, computational fluid dynamic

#### **Streszczenie**

Hydrodynamiczne łożyska wzdluzne hydrogeneratorów charakteryzują się znacznymi stratami tarcia, a olej smarujący obecnie jest zazwyczaj chłodzony w zewnętrznych układach chłodzenia. Skuteczność dostarcza-

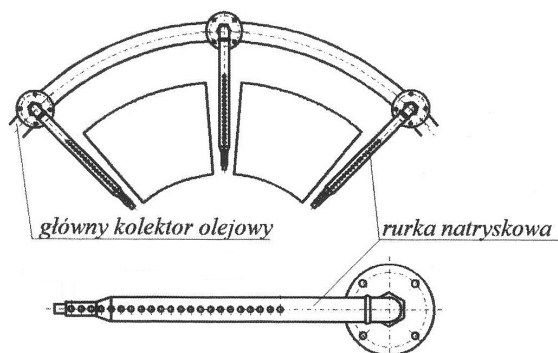
---

<sup>\*</sup> Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, tel.: (58) 347 25 84, fax: (58) 347 27 42, e-mail: grotta@pg.gda.pl, e mail: mwasilcz@box43.pl

nia schłodzonego oleju w pobliże wlotu do szczeliny smarowej ma wpływ na temperaturę łożyska i jego obciążalność. W praktyce spotyka się wiele różnych sposobów zasilania łożyska, jednak w literaturze brakuje opisów badań ich skuteczności. Dotychczas szczegółowa analiza przepływu środka smarowego i wymiany ciepła w przestrzeni między klockami łożyska z uwzględnieniem zróżnicowanych sposobów zasilania nie była możliwa. Od niedawna analizy takie można przeprowadzać z wykorzystaniem oprogramowania obliczeniowej dynamiki płynów (CFD). W pracy przedstawiono przykładowe wyniki obliczeniowej analizy wpływu zastosowania wybranych systemów dostarczania schłodzonego oleju do łożyska na właściwości łożyska.

## STOSOWANIE SMAROWANIA WYMUSZONEGO W ŁOŻYSKACH ŚLIZGOWYCH WZDŁUŻNYCH

Jednym ze sposobów smarowania bezpośredniego stosowanym w hydrodynamicznych łożyskach wzdluznych jest smarowanie natryskowe. Dostarczanie oleju tym sposobem odbywa się za pomocą rurki natryskowej umieszczonej pomiędzy klockami łożyska. Na bocznej powierzchni rurki wykonane są dysze natryskowe, które wtryskują olej zazwyczaj w kierunku tarczy oporowej (**Rys. 1**).



**Rys. 1.** Przykład sposobu dostarczania oleju pomiędzy klocki w przypadku układu z zewnętrznym systemem chłodzenia 2

Fig. 1. Example of method of supplying cold oil to the space between pads

Są dwie koncepcje zastosowania smarowania natryskowego. Pierwsza zakłada, że rurka zanurzona jest w oleju znajdującym się w korpusie łożyska i dostarczany olej po prostu wpływa do oleju pomiędzy klockami. Rozwiązanie to jest spotykane w dużych łożyskach jak np. w hydrogeneratorach.

W drugim przypadku stwarza się warunki do tego, aby korpus łożyska był opróżniony z oleju, a niezbędna dla poprawnej pracy ilość oleju dostarczana jest z pomocą rurki natryskowej. W tym przypadku strumień oleju wtryskiwanego do przestrzeni międzyklockowej uderza bezpośrednio o tarczę oporową powodując intensywną wymianę ciepła na jej powierzchni. Najczęściej ma to miejsce w mniejszych łożyska szybkoobrotowych.

W literaturze można znaleźć przykłady zastosowania smarowania natryskowego. W przypadku łożysk szybkoobrotowych jest wiele prac ukazujących dużą skuteczność smarowania natryskowego, wykazaną doświadczalnie, jak [L. 1, 6, 7]. Z drugiej strony znane są również zastosowania smarowania natryskowego w dużych łożyskach, np. przez firmę Esher Wyss, która od dawna zalecała stosowanie układów smarowania natryskowego [L. 12], ponadto [L. 2–5]. Jednak dane w nich zawarte nie pokazują rzeczywistych korzyści ze stosowania smarowania zanurzeniowego, gdyż zazwyczaj dotyczą tylko bieżącego stanu łożyska, a nie bezpośrednich porównań parametrów eksploatacyjnych łożyska smarowanego zanurzeniowo i natryskowo [L. 5].

Pomimo braku danych doświadczalnych (przynajmniej w ogólnie dostępnej literaturze naukowo-technicznej), dotyczących korzyści ze stosowania smarowania natryskowego systemy o konstrukcji zbliżonej do pokazanej na **Rys. 10** są stosowane przez większość firm wytwarzających i stosujących duże łożyska wzdłużne w produkowanych przez siebie hydrogeneratorach. Autorzy podjęli próbę wykorzystania metod CFD do analizy różnych sposobów smarowania, przy różnych konfiguracjach poszczególnych elementów smarujących. Dzięki takim obliczeniom możliwa jest ocena efektywności systemów smarowania bez potrzeby przeprowadzania złożonych i kosztownych badań eksploatacyjnych. Przedstawione wyniki są rozwinięciem poprzednich prac dotyczących modelowania przepływów w przestrzeni międzyklockowej [L. 8, 9, 10] wykonanych przez Autorów.

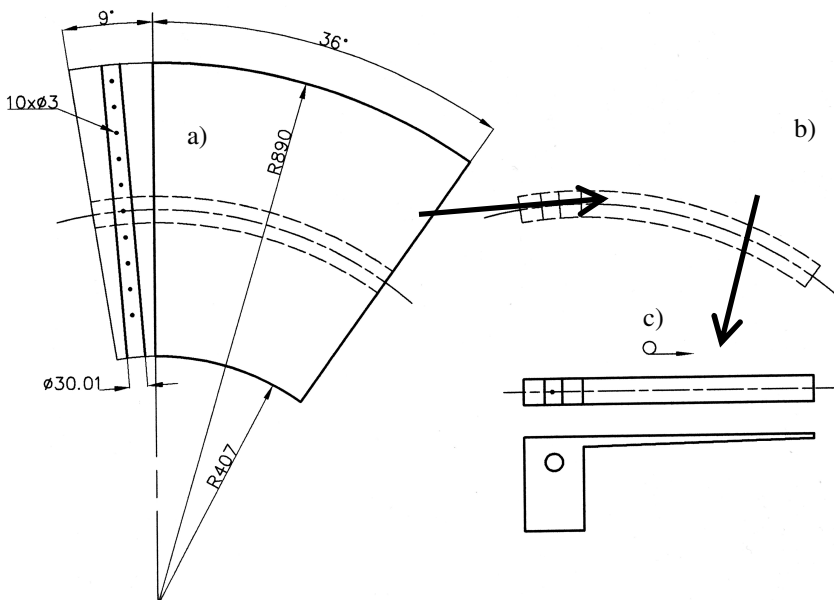
## ZŁOŻENIA OBLICZENIOWE I MODEL NUMERYCZNY

Do analiz numerycznych wykorzystano program ANSYS CFX. Wykonana została analiza typu diatermicznego, czyli THD z wymianą ciepła od płynu do elementów metalowych, ale bez odkształceń termicznych (jak również bez odkształceń sprężysto-plastycznych). Wymiana ciepła realizowana jest dzięki interakcji płynowo strukturalnej (FSI – *Fluid Structu-*



re Interaction), gdzie najpierw część obliczeń dotycząca przepływu płynu jest wykonywana w programie ANSYS CFX i ten wynik jest wymuszeniem dla obliczeń strukturalnych wykonywanych w programie ANSYS Mechanical. Do obliczeń strukturalnych wykorzystano element typu SOLID90 (z biblioteki elementów ANSYS). Jest to trójwymiarowy dwudziestowęzłowy element termiczny, który służy tylko do analiz przewodzenia ciepła. Przyjęto współczynniki konwekcji na odpowiednich powierzchniach klocka i tarczy, na podstawie [L. 11]  $\alpha = 400 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Na granicach modelu, jak dolna część łożyska czy górna część tarczy oporowej założono adiabatyczny warunek brzegowy.

Analiza dotyczyła smarowania natryskowo-zanurzeniowego. Na potrzeby symulacji wykonano model geometryczny, który powstał poprzez wycięcie fragmentu pierścienia ze średniego promienia łożyska. Fragment ten zawierał w sobie film olejowy, przestrzeń międzyklockową wraz z rurką natryskową z jedną dyszą natryskową (Rys. 2).

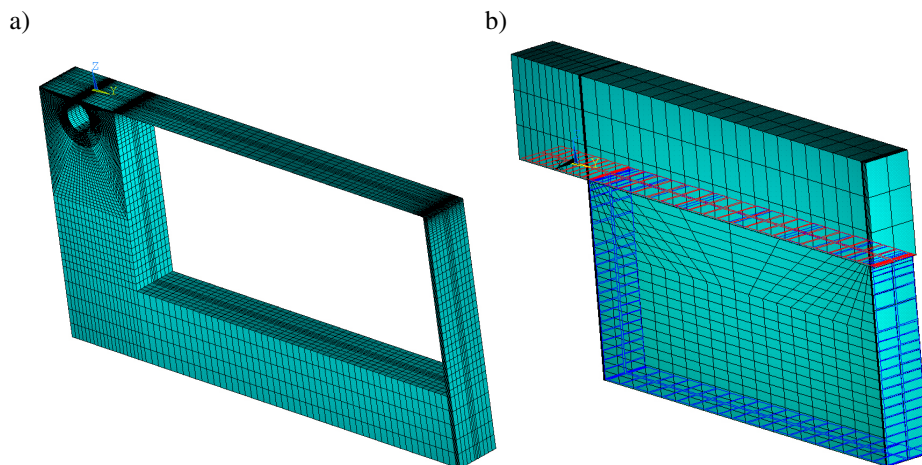


**Rys. 2.** Schemat przejścia z geometrii całego łożyska (a) poprzez fragment przed rozwinięciem (b) do rozwiniętego fragmentu pierścienia zawierającego jedną dyszę natryskową (c) (wymiały pochodzą z elektrowni wodnej Manantali (Mali, Afryka) [L. 4])

Fig. 2. Scheme of creating computational mode by transition from geometry of whole bearing (a) through the unrolled fragment (b) up to expanded model containing one spray jet (c)



Wygenerowano model płynowy składający się ze 135 000 elementów oraz model strukturalny składający się z 1000 elementów (**Rys. 3**), dzięki czemu uzyskano elementy o właściwych proporcjach wymiarowych boków elementów i jednocześnie umiarkowanie długi czas obliczeń, który wynosił ok. 6 godzin dla jednego przypadku. Obliczenia wykonano dla danych z pracy [**L. 4**]: wymiary łożyska oraz prędkość ślizgania  $v = 14,5$  m/s odpowiadały łożysku hydrogeneratora z turbiną Kaplan z elektrowni wodnej Manantali (**Rys. 2**), natomiast termiczne warunki brzegowe przyjęto następująco: temperatura zasilania  $T_{zas} = 40^{\circ}\text{C}$ , temperatura odniesienia  $T_o = 50^{\circ}\text{C}$ . Założono niezmienną geometrię szczeliny smarowej o grubości na wlocie  $150\ \mu\text{m}$  i grubości na wylocie  $50\ \mu\text{m}$ .

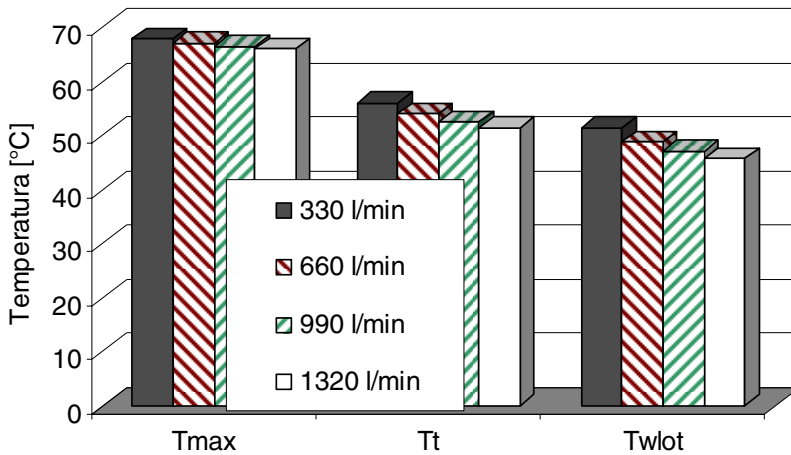


**Rys. 3. Geometria dla modelu smarowania natryskowego w programie ANSYS CFX**

Fig. 3. Geometry of spray lubrication model for ANSYS CFX

## WYNIKI SYMULACJI KOMPUTEROWYCH SMAROWANIA NATRYSKOWEGO

W pracy zbadano wpływ zmienności natężenia przepływu oleju smarującego dostarczanego w sposób natryskowy i porównano te wyniki z wynikami symulacji smarowania zanurzeniowego. Wyraźne efekty uzyskano dopiero po wielokrotnym zwiększeniu przepływu ponad przepływ nominalny stosowany w tym przypadku  $Q_{zas} = 330$  l/min (**Rys. 4**), (**Tabela 1**). Przy przepływie nominalnym oba sposoby smarowania prezentują podobną skuteczność.



**Rys. 4. Temperatury w funkcji natężenia przepływu oleju smarującego ( $T_{max}$  – maksymalna temperatura na powierzchni ślizgowej klocka,  $T_t$  – temperatura tarczy,  $T_{wlot}$  – temp. wlotowa)**

Fig. 4. Temperatures as a function of quantity of cold oil supplied to the bearing ( $T_{max}$  – maximum temperature of sliding surface of the pad,  $T_t$  – runner temperature,  $T_{wlot}$  – inlet temperature)

**Tabela 1. Wyniki obliczeń CFD dotyczących wpływu zmienności przepływu oleju smarującego na charakterystyki łożyska smarowanego zanurzeniowo i zanurzeniowo-natryskowo**

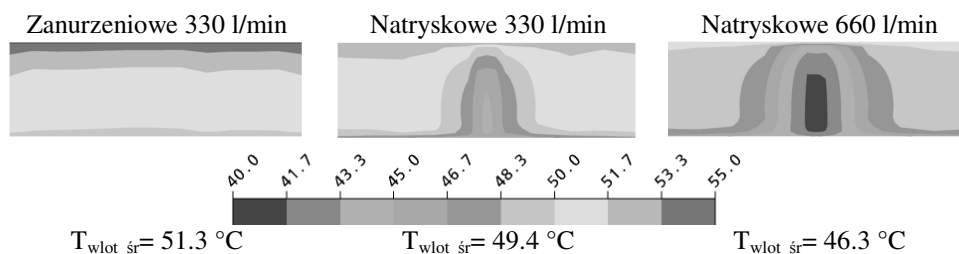
Table 1. Numerical results concerning influence of oil flow rate on bearing characteristics for the cases of flooded and spray-flooded lubrication

$Q_{zas}$ [l/min]		$p_{max}$ [MPa]	F [kN]	$T_{max}$ [°C]	$T_t$ [°C]	$T_{wlot}$ [°C]
330	Zanurz.	9.09	110.1	67.99	56.18	51.88
	Natrysk.	9.11	110.3	67.99	56.12	51.47
660	Zanurz.	9.32	113.1	67.77	55.25	50.32
	Natrysk.	9.6	116.4	67.22	54.03	48.9
990	Zanurz.	9.43	114.4	67.66	54.85	49.66
	Natrysk.	9.95	120.8	66.59	52.61	47.17
1320	Zanurz.	9.5	115.1	67.58	54.55	48.91
	Natrysk.	10.22	124.3	66.17	51.53	45.7

Wyraźnie widać różnice temperatur wlotowych pomiędzy poszczególnymi przypadkami natężenia przepływu oleju smarującego. Wynika to z bardzo intensywnej wymiany ciepła w strefie międzyklockowej, wywoływanej dostarczaniem coraz większych ilości zimnego oleju.



**Rys. 5** przedstawia pola temperatur na wlocie do szczeliny smarowej w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowo-zanurzeniowego.



**Rys. 5. Rozkłady temperatury w oknie wlotowym w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowo-zanurzeniowego**

Fig. 5. Temperature distribution at the inlet to the film for the cases of flooded and spray-flooded lubrication

Natomiast brak dużej zmienności temperatury maksymalnej w filmie smarowym spowodowany jest założeniem stałej grubości filmu we wszystkich przypadkach. Jednocześnie widoczny jest wzrost nośności wraz ze zwiększaniem natężenia przepływu oleju. Ten efekt można powiązać z obniżaniem temperatury tarczy oporowej, co objawia się po zwiększeniu natężenia przepływu oleju zasilającego. Powoduje to obniżenie średniej temperatury w filmie smarowym, a co za tym idzie również średniej lepkości oleju, która to ma największy wpływ na nośność łożyska.

Efekty zastosowania smarowania natryskowego stają się widoczne dopiero po czterokrotnym zwiększeniu natężenia przepływu oleju smarującego. Rozwiązanie to jest więc niezbyt efektywne, ponieważ czterokrotnemu wzrostowi natężenia przepływu towarzyszy spadek temperatury maksymalnej o  $2^{\circ}\text{C}$  oraz wzrost nośności ok. 8%. Widoczny jest spadek temperatury na wlocie do szczeliny smarowej o  $6^{\circ}\text{C}$ , lecz nie przekłada się on na istotne zmniejszenie temperatury maksymalnej. Różnicowanie średnicy dyszy natryskowej (co wpływa na prędkość natryskiwania oleju) powodowało przy najbardziej korzystnym wariancie wzrost nośności o 4% (w porównaniu z wariantem nominalnym) przy spadkach temperatury wlotowej nie przekraczających  $3,5^{\circ}\text{C}$ . Zauważalne jest punktowe dostarczanie zimnego oleju do krawędzi wlotowej i można ocenić, że około 25% powierzchni wlotu jest rzeczywiście zasilane zimnym olejem.

## WNIOSKI

Powyższe wyniki pokazują, że powszechnie stosowane rozwiązanie, jakim jest smarowanie natryskowo-zanurzeniowe w dużych łożyskach ślizgowych nie jest skuteczne. Dla nominalnej wielkości natężenia przepływu oleju smarującego sposób ten wykazał minimalnie większą skuteczność w porównaniu z użyciem tradycyjnego smarowania zanurzeniowego. Wydaje się, że usprawiedliwionym motywem stosowania tych systemów może być ich współpraca z zewnętrznymi układami chłodzenia i odatkowej filtracji oleju. W takim przypadku olej przygotowany poza łożyskiem może być dostarczony z powrotem do łożyska w sposób, który jest potencjalnie skuteczny.

*Obliczenia w programie ANSYS CFX wykonane zostały w ramach projektów badawczych nr 4 T07C 006 30 oraz nr 4 T07C 017 29, finansowanych przez MNiSW.*

## LITERATURA

1. Bielec M.K., Leopard A.J.: Tilting Pad Thrust Bearings: Factors Affecting Performance and Improvements with Directed Lubrication, Institution of Mechanical Engineers, Tribology Convention, Paper 13, 1970.
2. Chambers W.S., Mikula A.M.: Operational Data for a Large Vertical Thrust Bearing in a Pumped Storage Application, STLE Transactions, Vol. 1, No. 1, s. 61–5.
3. Dąbrowski L., Wasilczuk M., Lewandowski S.: Układy chłodzenia oleju smarującego łożyska wzdłużne turbin wodnych, Tribologia, Nr 1, 2002, s. 201–213.
4. Dąbrowski L., Wasilczuk M., Wodtke M.: Analysis of Manantali Kaplan turbine thrust bearing performance, sprawozd. Niepubl., Gdańsk 2003.
5. Dąbrowski L., Wasilczuk M.: Temperature monitoring in the thrust bearing of the Galetto Power Plant, sprawozd. niepubl., Gdańsk 2008.
6. Mikula A.M., Gregory R.S.: A Comparison of Tilting Pad Thrust Bearing Lubricant Supply Methods, Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, No. 1, 1983, s. 39–47.
7. New N.H.: Experimental Comparison of Flooded, Directed, and Inlet Orifice Type of Lubrication for a Tilting Pad Thrust Bearing, Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No 1 1974, s. 22–27.
8. Rotta G., Wasilczuk M.: CFD analysis of the lubricant flow in the supply groove of a hydrodynamic thrust bearing pad, ASME/STLE International Joint Tribology Conference: proceedings, SAN Diego, California 2007.





9. Rotta G., Wasilczuk M.: Modeling lubricant flow between thrust bearing pads, *Tribology International*, Vol. 41, 2008, s. 908–913.
10. Rotta G., Wasilczuk M., Dąbrowski L.: Some aspects of using CFD in analysis of hydrodynamic lubrication, *Nordtrib 2008: 13th Nordic Tribology Symposium*.
11. Vohr J.H.: Prediction of the Operating Temperature of Thrust Bearings, *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 103, No 3, 1981, s. 97–106.
12. Von Obrist H.: Spurlager für hydroelektrische Maschinengruppen, *Escher Wyss Mitteilungen*.

**Recenzent:**  
**Marek WIŚNIEWSKI**

### Summary

**Hydrodynamic thrust bearings have considerable power losses, and in modern designs lubricated oil is cooled in external systems. After cooling, oil is introduced back into the bearing housing, usually to the space between the pads. Efficiency of supplying cooled oil to the vicinity of the inlet to the fluid film has an influence on bearing temperature and load capacity. In practice, one can see a variety of different supply methods, but there is a lack of research on their efficiency in published literature. Moreover, it seems that, up till now, detailed analysis of the flow of lubricated oil and heat exchange between pads, with consideration of different supply methods, was not possible. Recently, such an analysis can be carried out with the use of Computational Fluid Dynamic (CFD) software. In this paper, an example of the results of the computational analysis of the influence of selected supplying methods on bearing characteristics are presented.**

