

## **Wpływ lepkości oleju silnikowego na hydrodynamiczne parametry pracy łożyska głównego przy zmiennym luzie łożyskowym**

**ANNA KRZYMIEŃ, PIOTR KRZYMIEŃ**

Politechnika Poznańska  
Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Jedną z podstawowych własności reologicznych oleju jest jego lepkość, która powinna zapewnić tarcie płynne poprzez tzw. smarowanie hydrodynamiczne w każdych warunkach pracy silnika przy jednoczesnym zmniejszeniu oporów tarcia. Dlatego właściwy wybór oleju smarującego stanowi jeden z najważniejszych elementów niezawodnej pracy każdego łożyska.

W artykule przedstawiono wyniki obliczeń parametrów hydrodynamicznych wybranego łożyska mechanizmu korbowego doładowanego silnika o ZS smarowanego różnymi olejami (świeżymi: mineralnym, półsyntetycznym, syntetycznym oraz mineralnym – po eksploatacji) w zależności od luzu łożyskowego. Roboczy luz łożyskowy został dobrany na podstawie danych konstrukcyjnych łożysk. Otrzymane wyniki przyczynią się do oceny wpływu lepkości poszczególnych rodzajów oleju na parametry pracy łożyska podczas jego eksploatacji.

### **1. Wprowadzenie**

W celu osiągnięcia zmniejszenia zużycia paliwa, ograniczenia emisji szkodliwych składników spalin, zwiększenia osiągow silnika bez szkody dla jego trwałości i niezawodności wprowadza się takie rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne, które powinny zapewniać właściwe funkcjonowanie silników w różnych warunkach podczas całego wydłużonego okresu eksploatacji. Przedstawione wymagania wskazują m. in. na problemy związane ze skutecznym smarowaniem nowoczesnych silników. Olej silnikowy jako istotny element pracy każdego węzła kinematycznego wywiera duży wpływ na poprawne funkcjonowanie silnika spalinowego, w tym łożysk mechanizmu korbowego.

Wszystkie pary kinematyczne, w tym również łożyska mechanizmu korbowego, podczas eksploatacji ulegają procesowi zużycia, czego skutkiem jest objawiające się ubytkiem materiału zużycie (zmiana wymiarów współpracujących elementów). W łożyskach ślizgowych największe zmiany daje się zauważyć w przypadku luzu łożyskowego. Luz łożyskowy jest jednym z podstawowych parametrów decydujących o warunkach pracy łożyska [1]. Jego wartość determinuje takie parametry pracy łożyska, jak: nośność, współczynnik tarcia, minimalna grubość filmu olejowego, maksy-

malne ciśnienie w filmie olejowym czy też natężenie oleju przepływającego przez łożysko. Wszystkie te parametry ściśle zależą od lepkości oleju, która właściwie dobrana do warunków pracy silnika ma zapewnić tarcie płynne w danym węźle łożyskowym.

## 2. Luz łożyskowy

Jednym z najważniejszych parametrów geometrycznych określających konstrukcję łożyska jest jego luz. Od jego wartości zależą warunki cieplne łożyska oraz nośność warstwy smarnej. Dobór luzu łożyskowego (montażowego) uzależniony jest od prędkości obrotowej wału korbowego oraz od zastosowanego stopu łożyskowego. Stopy łożyskowe o dużej podatności i zdolności wchłaniania twardych zanieczyszczeń pozwalają na stosowanie mniejszych luzów niż stopy twarde. Luz roboczy, czyli taki jaki występuje w łożysku podczas jego pracy różni się od luzu montażowego o wartość wynikającą z cieplnych odkształceń czopa, panwi i obudowy łożyska. Sposób obliczenia luzu przedstawiono w pracy [2].

W odniesieniu do łożysk mechanizmu korbowego, do wstępnych obliczeń przyjmuje się luz roboczy na poziomie  $L = 0,001 \cdot d$ , co odpowiada jego wartości względnej  $\psi = 1 \cdot 10^{-3}$ . Tolerancja luzu montażowego wynika z odchyłek średnicy czopa i tolerancji grubości panwi cienkościennej lub granicznych wymiarów panwi grubościennej. Tolerancję luzu montażowego przyjmuje się w granicach:

$$0,9 \psi \cdot d \leq L_m \leq 1,3 \psi \cdot d, \quad (1)$$

gdzie:

$$\psi = \frac{L_m}{d} - \text{względny luz łożyskowy},$$

$L_m$  – luz średnicowy,

$d$  – średnica nominalna łożyska.

Większa wartość odchyłki górnej zabezpiecza łożysko przed zatarciem w razie nieoczekiwanego wzrostu temperatury i związanych z nim odkształceń cieplnych.

Granica, do której może zbliżyć się luz łożyskowy wskutek zużycia określona jest zależnością:

$$L_{gr} = 1,3 \cdot L_{m \max}. \quad (2)$$

Po przekroczeniu wartości granicznej luzu współpracujące elementy nie powinny być dalej eksploatowane.

## 3. Metoda obliczeniowa

Metoda obliczeniowa oparta jest na modelu fizycznym izotermicznego przepływu laminarnego nieściśliwej cieczy tworzącej film olejowy pomiędzy czopem i panwią. Stosuje się w niej superpozycję efektu klina smarnego i efektu wyciskania smaru.

Zjawisko tworzenia się ciśnienia hydrodynamicznego w szczelinie smarnej opisuje równanie Reynoldsa, które dla modelu cylindrycznego łożyska ślizgowego przybiera postać:

$$\frac{\delta}{\delta x} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\delta p}{\delta z} \right) = 6(u_1 + u_2) \frac{\delta h}{\delta x} + 12 \frac{\delta h}{\delta t}, \quad (3)$$

gdzie:

- $x, z$  – odpowiednio współrzędne biegunowa i osiowa,
- $u_1, u_2$  – odpowiednio prędkości obwodowe czopa i panwi,
- $h$  – lokalna wysokość szczeliny smarnej,
- $p$  – ciśnienie hydrodynamiczne,
- $\eta$  – lepkość dynamiczna smaru,
- $t$  – czas.

Współrzędne biegunowe ( $\varepsilon, \delta$ ) kolejnych punktów drogi środka czopa wyznacza się z warunku równowagi między chwilowymi wartościami siły obciążającej  $P$  i geometryczną sumą reakcji  $P_k$  i  $P_w$  będących wypadkowymi ciśnień  $p_k$  i  $p_w$  (wywołanych efektami odpowiednio klina smarnego i wyciskania smaru).

Metody obliczania obciążenia i drogi środka czopa (rys. 1) oraz parametrów hydrodynamicznych łożyska obciążonego dynamicznie omówione zostały szczegółowo w pracy [2, 3].

#### 4. Obiekt badań i wyniki obliczeń

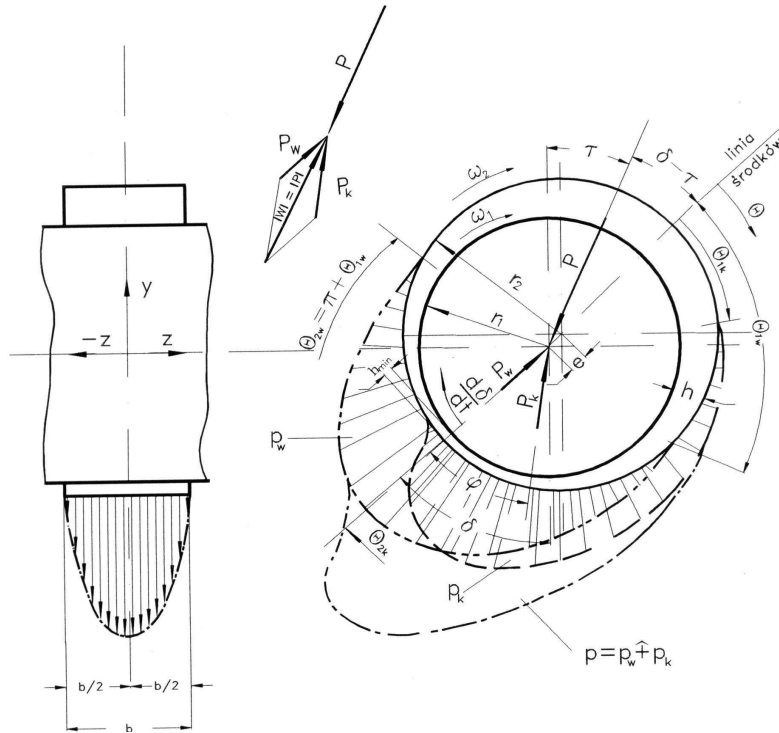
Obliczenia wykonano na przykładzie silnika 4CT90, którego dane techniczne są następujące [4]:

- średnica cylindra –  $D = 0,090$  m,
- skok tłoka –  $s = 0,095$  m,
- objętość skokowa –  $V_{ss} = 2417$  cm<sup>3</sup>,
- stopień sprężania –  $\varepsilon = 20,6$ ,
- moc znamionowa  $N_e = 66$  kW przy  $n = 4100$  obr/min,
- maksymalny moment obrotowy  $M_o = 195$  Nm przy  $n = 2500$  obr/min.

Panwie łożysk głównych są panwiami trójmetalowymi wykonanymi ze stopu MB30 (panew składa się ze stalowego podłoża, warstwy ślizgowej z wylewanego brązu CuPb23Sn2 oraz nakładanej galwanicznie powłoki ślizgowej z PbIn7 [5]).

Do obliczeń przyjęto następujące wielkości:

- parametry konstrukcyjne łożysk głównych: półpanew z rowkiem obwodowym, średnica nominalna łożyska  $d_g = 0,070$  m, połowa czynnej szerokości półpanwi z rowkiem  $b_c = 0,01142$  m,



Rys. 1. Zasada sumowania nośności warstwy smaru w łożysku obciążonym dynamicznie:  $P$  – siła obciążająca łożysko,  $P_k$  – wypadkowa ciśnienia hydrodynamicznego  $p_k$  (wywołana efektem klina smarnego),

$P_w$  – wypadkowa ciśnienia hydrodynamicznego  $p_w$  (wywołana efektem wyciskania smaru),

$b$  – czynna długość panwi,  $\tau$  – kąt kierunkowy obciążenia,  $h_{\min}$  – najmniejsza grubość warstwy smaru,

$e$  – mimośrodowość środka czopa względem środka panwi,  $\delta$  – kąt kierunkowy linii środków,

$\Theta$  – współrzędna kątowa mierzona od największej grubości warstwy smaru (indeksy 1w i 2w oznaczają początek i koniec obszaru ciśnienia wywołanego efektem klina smarnego a 1k i 2k odpowiednio efektem wyciskania smaru).

Fig. 1. The principle of lubricant layer load capacity summation in a dynamically loaded bearing:

$P$  – bearing load,  $P_w$  – resultant of hydrodynamic pressure  $p_w$  (wedge effect),  $P_s$  – resultant of hydrodynamic pressure  $p_s$  (squeeze effect),  $b$  – bush effective length,  $\tau$  – load direction angle,  $h_{\min}$  – lubricant layer minimum thickness,  $e$  – journal center vs. bush center eccentricity,  $\delta$  – center line direction angle,  $\Theta$  – angle coordinate measured from the thickest layer of lubricant (indexes 1w and 2w indicate beginning and end of the wedge effect caused oil pressure, while the indexes 1k and 2k indicate beginning and end of the squeeze effect caused oil pressure, respectively).

- względny luz łożyskowy w łożyskach głównych:

$$\psi_{\min} = 0,57 \cdot 10^{-3},$$

$$\psi_{sr} = 0,99 \cdot 10^{-3},$$

$$\psi_{\max} = 1,40 \cdot 10^{-3},$$

$$\psi_{gr} = 1,82 \cdot 10^{-3},$$

- ciśnienie oleju na dopływie do łożyska :

- przy prędkości obrotowej  $n = 800$  obr/min –  $p_o = 1,0 \cdot 10^5$  Pa,
- przy prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min –  $p_o = 4,4 \cdot 10^5$  Pa,
- temperatura oleju na dopływie do łożysk głównych:
  - przy prędkości obrotowej  $n = 800$  obr/min –  $t_o = 20^\circ\text{C}$ ,
  - przy prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min –  $t_o = 80^\circ\text{C}$ .

Do obliczeń wybrano olej LOTOS: syntetyczny, półsyntetyczny i mineralny, którego parametry zestawiono w tabeli 1. Pomiary gęstości i lepkości olejów wykonano w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej.

Tabela 1. Parametry oleju LOTOS [6].  
Table 1. LOTOS lubricating oil basic properties [6].

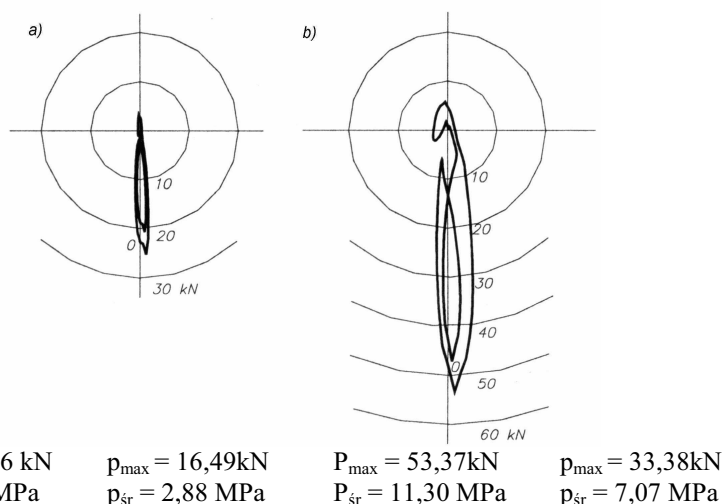
Parametr Rodzaj oleju	Gęstość oleju w temp. $20^\circ\text{C}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Lepkość kinematyczna w temperaturze [ $\cdot 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s]	
		50°C	100°C
LOTOS Syntetic 5W/40	855	53,2	15,5
LOTOS Semisyntetic 10W/40	872	61,2	14,6
LOTOS 15W/40	878	63,1	14,2
LOTOS 5W/40 po eksploatacji	901	55,0	12,5

Dla wszystkich świeżych olejów poddanych pomiarom lepkość kinematyczna w  $100^\circ\text{C}$  mieściła się w przedziale podanym przez producenta oleju [7], a dla oleju eksploatowanego (w temp.  $100^\circ\text{C}$ ) nie przekroczyła wartości granicznej, czyli wzrostu lepkości o 40% lub spadku o 20% [8]. Z punktu widzenia lepkości kinematycznej olej mógł być dalej eksploatowany.

Obliczenia wykonano wykorzystując program obliczeniowy OLSO – obliczania obciążeń łożysk i sił działających w mechanizmie korbowym oraz OLSH – obliczenia parametrów hydrodynamicznych łożysk. Do analizy wpływu zmiennego luzu łożyskowego przy zastosowaniu olejów LOTOS (tab. 1) na podstawowe parametry hydrodynamiczne wybrano łożysko główne B (drugie od strony tłumika drgań), ponieważ łożysko to jest obciążone największą siłą. Wyniki obliczeń w postaci wykresów biegunowych wraz z naciskami jednostkowymi, obliczonymi dla maksymalnych i średnich sił obciążających przedstawiono na rysunku 2.

Obliczenia parametrów hydrodynamicznych łożyska polegały na wyznaczeniu następujących wielkości:

- najmniejszej grubości filmu olejowego –  $h_{\min}$ ,
- maksymalnego ciśnienia hydrodynamicznego w warstwie smaru –  $(p_{\max})_{\max}$ ,
- średniej mimośrodowości względnej –  $\varepsilon_{\text{sr}}$ ,
- średniej i maksymalnej temperatury pracy łożyska –  $T_{\text{sr}}$  i  $T_{\max}$ ,
- średniej mocy tarcia –  $N_{t \text{ sr}}$ ,
- średniego natężenia oleju przepływającego przez łożysko –  $V_{\text{ol sr}}$ .



Rys. 2. Przebieg obciążenia łożyska głównego B silnika dla prędkości obrotowej  $n = 800 \text{ obr/min}$  (a) i  $n = 2500 \text{ obr/min}$  (b).

Fig. 2. Load diagram of the B main bearing for following crankshaft valocity  $n = 800 \text{ rpm}$  (a) and  $n = 2500 \text{ rpm}$  (b).

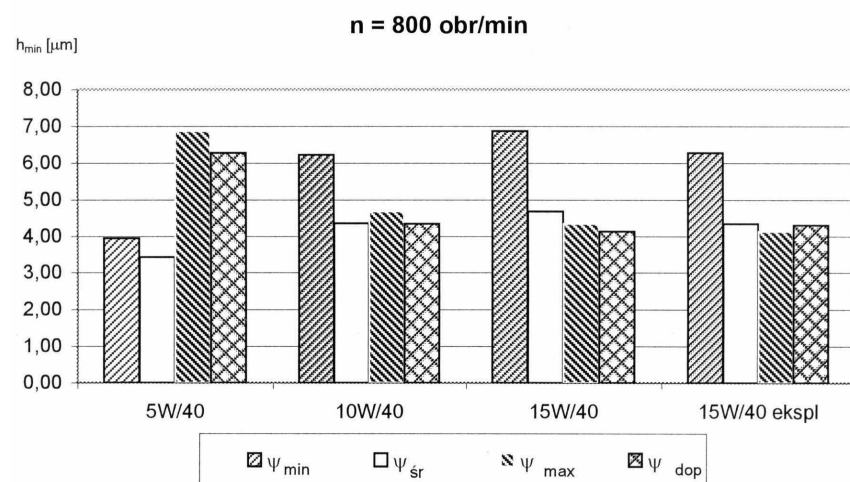
Obliczenia wykonano dla czterech wartości względnego luzu łożyskowego ( $\psi_{\min}$ ,  $\psi_{\text{sr}}$ ,  $\psi_{\max}$ ,  $\psi_{\text{dop}}$ ), czterech rodzajów oleju smarującego (tab. 1) oraz dwóch prędkości obrotowych wału korbowego ( $n = 800 \text{ obr/min}$  i  $n = 2500 \text{ obr/min}$ ). Wyniki obliczeń najważniejszego parametru hydrodynamicznego, jakim jest minimalna grubość filmu olejowego  $h_{\min}$  przedstawiono w postaci wykresów na rysunku 3.

Przykładowe wyniki obliczeń parametrów hydrodynamicznych uzyskane dla luzu maksymalnego ( $\psi_{\max}$ ) zestawiono w tabeli 2.

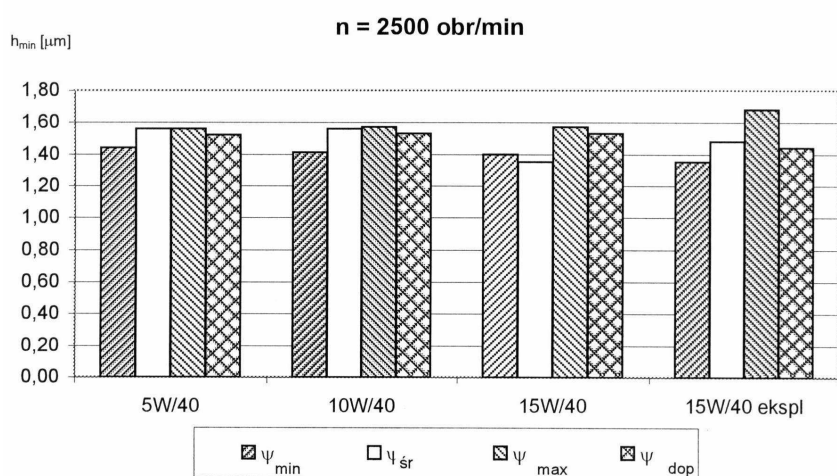
Tabela 2. Wyniki obliczeń parametrów hydrodynamicznych łożyska głównego B wyznaczone dla maksymalnego luzu łożyskowego  $\psi_{\max}$ .

Table 2. Results of B main bearing hydrodynamic parameters calculations for bearing maximum clearance  $\psi_{\max}$ .

n [obr/min]	Olej LOTOS SAE	$h_{\min}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$(p_{\max})_{\max}$ [MPa]	$\varepsilon_{\text{sr}}$ [ - ]	$T_{\text{sr}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_{\max}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$N_{\text{t sr}}$ [kW]	$V_{\text{ol sr}}$ [l/min]
800	5W/40	3,62	47,2	0,7279	35,3	48,5	0,0671	0,1772
	10W/40	4,19	43,2	0,7007	40,8	55,7	0,0814	0,1655
	15W/40	4,38	42,8	0,6921	42,4	55,8	0,0863	0,1623
	15W/40	4,13	43,3	0,7035	40,5	55,2	0,0799	0,1666
	po ekspl							
2500	5W/40	1,56	176,0	0,8308	85,2	89,5	0,1793	1,5001
	10W/40	1,57	174,9	0,8300	85,1	89,4	0,1806	1,4908
	15W/40	1,57	175,5	0,8304	85,0	89,3	0,1799	1,4934
	15W/40	1,48	175,3	0,8374	84,5	88,3	0,1687	1,5841
	po ekspl							



b)



Rys. 3. Minimalna grubość filmu olejowego  $h_{\min}$  w łożysku dla badanych olejów LOTOS i prędkości obrotowych  $n = 800$  obr/min (a) i  $n = 2500$  obr/min (b).

Fig 3. Minimal oil film thickness for applied LOTOS oils and rotational speed  $n = 800$  rpm (a) and 2500 rpm (b).

Analizując grubość filmu olejowego w łożysku stwierdzono, że bez względu na rodzaj zastosowanego oleju smarującego i wartość luzu wystąpi w nim tarcie płynne. Do oceny grubości filmu olejowego przyjęto kryterium  $h_{\min} > h_{\text{kryt}} = 1 \mu\text{m}$ . Należy zaznaczyć, że kryterium to dotyczy łożyska dotartego, starannie wykonanego i poprawnie zamontowanego, ale nie zostawia żadnego marginesu bezpieczeństwa w razie np. nagłego przeciążenia. Porównując wartości najmniejszej grubości filmu olejowego dla wszystkich analizowanych przypadków zdecydowanie mniejsze wartości dotyczą prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min. Zmniejszona grubość filmu olejowego ozna-

cza większe straty tarcia w łożysku. Zmiany  $h_{\min}$  dla tych samych prędkości obrotowych w przypadku stosowania różnych typów olejów są niewielkie. Przedstawione na rysunku 4 przebiegi drogi środka czopa w całym cyklu pracy silnika przy zastosowaniu oleju SAE 10W/40 dla dwóch prędkości obrotowych wyraźnie pozwalają stwierdzić zmniejszanie się grubości warstwy smaru wraz ze wzrostem luzu łożyskowego. Szczególnie jest to widoczne przy prędkości biegu jałowego ( $n = 800$  obr/min). Porównując parametry hydrodynamiczne oleju SAE 15W/40 świeżego i po eksploatacji nie stwierdzono znacznych różnic, jedynie zaobserwowano nieznaczny spadek średniej temperatury pracy łożyska i wzrost natężenia przepływającego oleju eksploatawanego w stosunku do oleju świeżego.

Maksymalne ciśnienie hydrodynamiczne wzrasta kilkakrotnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i zwiększającym się luzem łożyskowym. W ramach tej samej prędkości i tego samego luzu łożyskowego dla olejów o różnej lepkości zmiany  $(p_{\max})_{\max}$  są niewielkie.

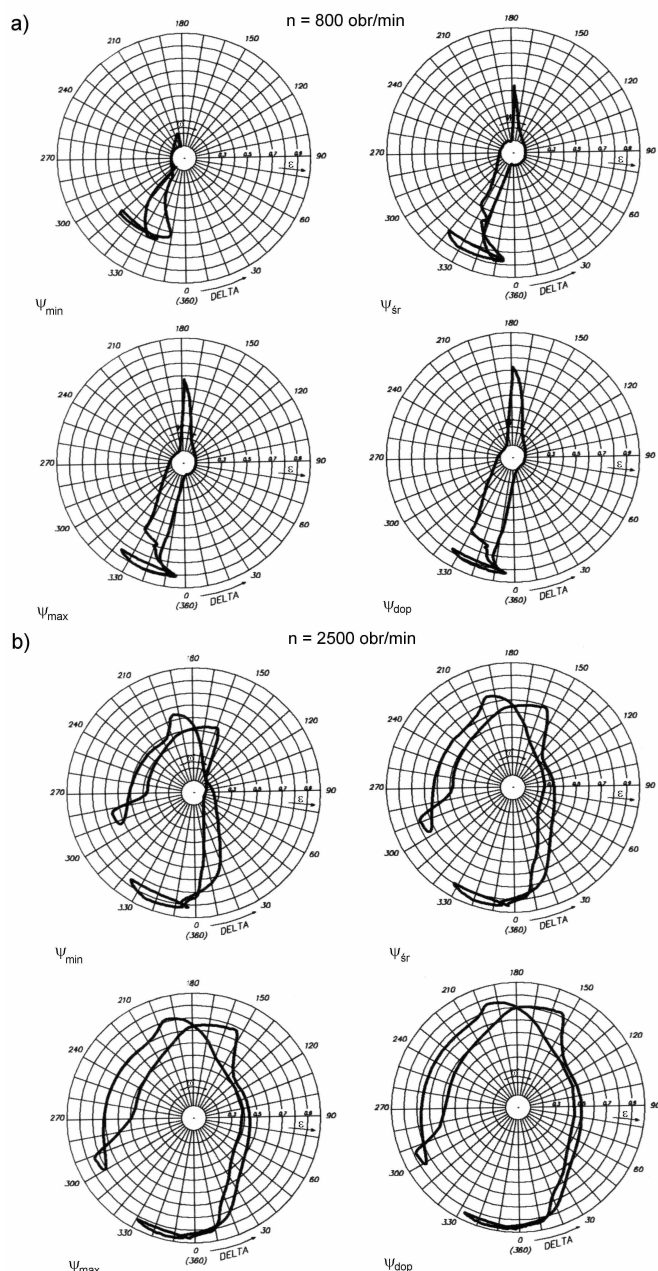
## 5. Podsumowanie

Przystępując do realizacji zagadnienia wpływu lepkości oleju silnikowego na hydrodynamiczne parametry pracy łożyska głównego przy zmiennym luzie łożyskowym spodziewano się uzyskać większe różnice pomiędzy analizowanymi przypadkami.

Obliczenia parametrów hydrodynamicznych łożyska głównego mechanizmu korbowego przy zastosowaniu do jego smarowania wybranych olejów (o różnej klasie lepkości) oraz pracującego przy różnych luzach łożyskowych (począwszy od minimalnego poprzez średni, maksymalny, aż do dopuszczalnego) pozwoliły na stwierdzenie przede wszystkim niewielkiego wpływ lepkości oleju na te parametry. Analizując wartości parametrów hydrodynamicznych dla prędkości odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu ( $n = 2500$  obr/min) można zauważyć, że małe ich zmiany wynikają ze zbliżonych wartości lepkości poszczególnych olejów w temperaturze pracy łożyska (na wykresie  $\eta = f(t)$  krzywe przecinają się). Rozpatrując parametry hydrodynamiczne w ramach tej samej prędkości obrotowej wału korbowego i tego samego luzu łożyskowego obserwuje się niewielki wpływ lepkości oleju na minimalną grubość filmu olejowego, maksymalne ciśnienie hydrodynamiczne, średnią moc potrzebna do pokonania oporów tarcia czy natężenie oleju przepływającego przez łożysko.

Na podstawie wykonanych obliczeń stwierdzono również, że wzrost luzu łożyskowego powoduje znaczny wzrost maksymalnego ciśnienia hydrodynamicznego, wzrost natężenia oleju przepływającego oraz zmniejszenie najmniejszej grubości filmu olejowego w cyklu pracy silnika, a także niewielkie zmniejszenie średniej i maksymalnej temperatury pracy łożyska.





Rys. 4. Przebiegi drogi środka czopa w łożysku głównym przy różnych luzach łożyskowych dla prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 800 \text{ obr/min}$  (a) i  $n = 2500 \text{ obr/min}$  (b) przy zastosowaniu oleju LOTOS 10W/40.

Fig. 4. Courses of main bearing journal centre path for different bearing clearances and two speeds ( $n = 800 \text{ rpm}$  (a) and  $2500 \text{ rpm}$  (b)) when LOTOS 10W/40 lube oil was used.

Otrzymane wyniki dotyczą parametrów pracy łożyska na biegu jałowym i przy maksymalnym momencie obrotowym. Należałoby jeszcze zbadać wpływ lepkości oleju na parametry hydrodynamiczne łożyska dla prędkości obrotowej w początkowej fazie rozruchu, kiedy wartości współczynnika tarcia i lepkości oleju są duże, a między współpracującymi powierzchniami czopa i panwi występuje tarcie mieszane lub nawet graniczne. Wtedy to zapewne oleje o mniejszej lepkości w niskiej temperaturze pracy (olej syntetyczny) cechowałyby się korzystniejszymi parametrami hydrodynamicznymi.

### Literatura

- [1] LANG O., STEINHILPER W.: *Gleitlager*. Springer-Verlag. Berlin 1978.
- [2] KOZŁOWIECKI H., KRZYMIEN A.: *Łożyska mechanizmu korbowego tłokowych silników spalinowych i ich smarowanie*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1997.
- [3] „Opracowanie programów obliczeniowych łożysk hydrodynamicznych”. Opracowanie wewnętrzne DS nr 52-808/1999, kierujący A. Krzymień, WMRI-T, Politechnika Poznańska, Poznań 1999.
- [4] KRZYMIEN A., KRZYMIEN P.: *Obliczenia parametrów pracy łożysk mechanizmu korbowego wysoko-  
prężnego doładowanego silnika 4CT90*. Opracowanie wewnętrzne DS nr 52-846/2002, WMRI-T, Politechnika Poznańska, Poznań 2002.
- [5] *Catalogue of Slide Bearings*. BIMET SA Gdańsk 1999.
- [6] KRZYMIEN A., KRZYMIEN P.: *Wpływ lepkości oleju smarującego na wybrane wskaźniki pracy łożysk mechanizmu korbowego*. Czasopismo techniczne, Mechanika, Silniki spalinowe, T2, 6-M, 2004.
- [7] [www.lotos.pl](http://www.lotos.pl).
- [8] KRZYMIEN A., KRZYMIEN P.: *Analysis of the lube oil viscosity effect on selected operational parameters of the vehicle engine crank mechanism slide bearings*. The Development of Combustion Engines, Szczyrk, PTNSS Kongres, 25-28 September 2005. Book of Abstracts, Congress Proceedings (CD ROM). Bielsko-Biała 2005.

### The effect of lubricating oil viscosity on hydrodynamic parameters of main bearing operation for variable bearing clearance

#### S u m m a r y

The viscosity of lubricating oil is the one of its basic properties that should ensure the fluid lubrication thanks to so called hydrodynamic lubrication, and offer the reduced friction losses at any conditions of engine run. It is why the choice of lube oil is the one of most important aspects of the crank mechanism reliable run.

This paper presents the results of calculations of supercharged diesel engine main bearing hydrodynamic parameters at different bearing clearances for various lube oils, i.e. the fresh mineral, semisynthetic and synthetic ones as well as the used mineral oil. The bearing operation clearance has been established using the bearing technical data. Obtained results concerning the bearing operation at changeable bearing clearance and for lube oils of various grade justify the conclusion that there is minor effect of viscosity on analyzed quantities for constant bearing clearance and rotational speed. On the other hand, hydrodynamic parameters of bearing run are being influenced to the considerable extent by speed and bearing clearance value.