

Analiza strat tarcia towarzyszących przemieszczaniu się pierścienia tłokowego

WOJCIECH SERDECKI

Politechnika Poznańska
Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Podczas pracy silnika spalinowego warunki smarowania tłoka i osadzonych na nim pierścieni tłokowych nieustannie się zmieniają. Zmienne siły gazowe i masowe działające na elementy układu tłokowo-cylindrowego, jak również zmieniająca się temperatura powodują, że zmianie ulega również rozkład filmu olejowego. Wykonując obliczenia rozkładu grubości filmu olejowego można wskazać obszary na gładzi cylindra, w których dochodzi do zerwania ciągłości filmu olejowego i zmiany tarcia płynnego w tarcie mieszane. Na rodzaj tarcia, oprócz wymienionych warunków współpracy, będą miały wpływ jeszcze inne czynniki, związane np. ze stanem powierzchni elementów oraz ilością i rodzajem oleju smarowego i jego charakterystyką lepkościowo-temperaturową. W opracowaniu omówiono problemy związane z modelowaniem rozkładu filmu olejowego na gładzi cylindra oraz wyznaczono związki łączące stan powierzchni współpracujących elementów oraz gatunek stosowanego oleju smarowego z wielkościami charakteryzującymi współpracę pierścienia tłokowego z gładzią cylindra, w tym w szczególności z mocą tarcia.

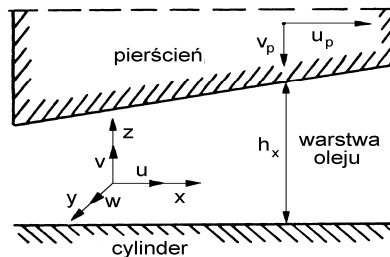
1. Wstęp

W referacie przygotowanym na konferencję KONMOT-AUTOPROGRES 2004 [1] analizowano wpływ lepkości dynamicznej współczesnych olejów smarowych na parametry charakteryzujące współpracę pierścienia tłokowego z gładzią cylindra. Wykorzystując wcześniej opracowane komputerowe programy symulacyjne wykonano obliczenia strat tarcia towarzyszących ruchowi pierścienia tłokowego smarowanego olejami Lotos SAE 5W/40 i SAE 15W/40. Analizę wykonano dla przypadku, gdy pierścień przemieszcza się względem gładzi cylindra w ściśle zdefiniowany sposób. Przyjęto wstępnie, że olej smarowy jest cieczą lepkosprężystą, co wymagało zastosowania równania Maxwella do obliczenia siły potrzebnej do pokonania oporów ruchu pierścienia [2]:

$$\frac{\tau}{\eta} + \frac{\dot{\tau}}{G} = \frac{u}{h_x} - \frac{h_x}{2\eta} \frac{dp}{dx}, \quad (1)$$

gdzie:

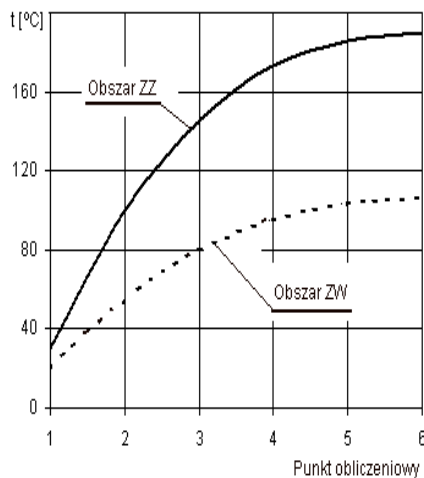
- τ – naprężenia styczne,
- η – lepkość dynamiczna oleju,
- G – moduł sprężystości poprzecznej,
- u – względna prędkość powierzchni ograniczających szczelinę,
- h_x – odległość pomiędzy powierzchniami ograniczającymi,
- p – ciśnienie w filmie olejowym.



Rys. 1. Szczelina smarna utworzona przez powierzchnie ślizgowe pierścienia i cylindra.

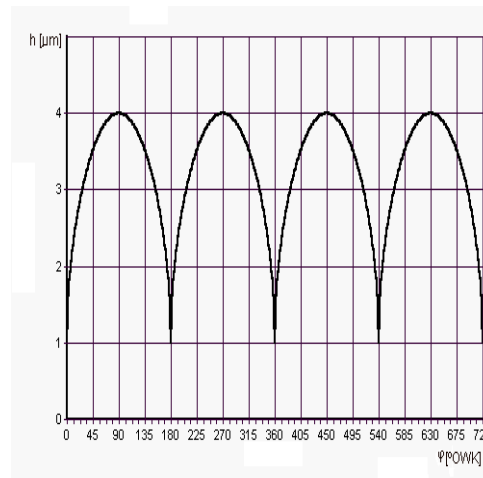
Fig. 1. Lubrication gap formed by the ring face and bore.

Obliczenia symulacyjne i analiza wyników, wykonane w ramach opisanych wówczas badań wykazały [1], że sprężystość poprzeczna współczesnych olejów smarowych, łącznie z syntetycznymi, ma mały wpływ na siły tarcia (co oznacza, że współczynnik $G \approx \infty$) i człon zawierający ten parametr we wzorze (1) może zostać pominięty (wzór przyjmie postać równania Newtona).



Rys. 2. Rozkład temperatury gładzi cylindra pomiędzy punktami zwrotnymi.

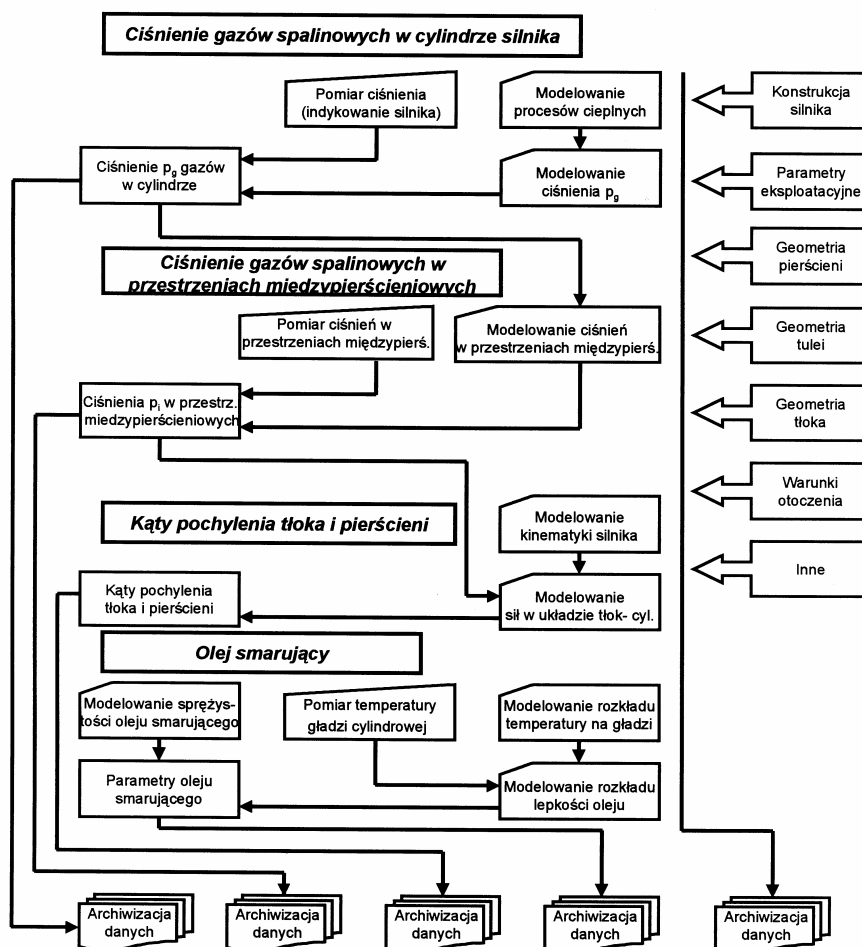
Fig. 2. Bore temperature distribution between the piston dead points.



Rys. 3. Symulowany przebieg grubości filmu olejowego.

Fig. 3. Simulative course of oil film thickness.

W trakcie wspomnianych badań określano również różnice w stratach tarcia generowanych podczas przemieszczania się pierścienia tłokowego względem gładzi cylindra, a spowodowane odmiennymi właściwościami zastosowanych olejów smarowych (mineralnego lub syntetycznego). Przyjęto bardzo prosty model zmian temperatury gładzi cylindra, w którym, wraz z upływem czasu pracy silnika, następuje wzrost temperatury oleju pokrywającego gładź cylindra (a więc proces zbliżony do zachodzącego podczas rozruchu silnika). Wykorzystując dane literaturowe przyjęto hipotetyczny przebieg zmian temperatury obszarów gładzi cylindra, leżących w obszarze punktu zwrotu zewnętrznego (ZZ) i wewnętrznego (ZW), a także przebieg zmian temperatury pomiędzy tymi punktami (rys. 2).



Rys. 4. Schemat powiązań pomiędzy głównymi modułami programu pozwalającymi wyznaczyć położenie pierścienia w cylindrze.

Fig. 4. Schematic of links between the main modules of program which enables the determination of ring position in bore.

W trakcie przeprowadzonych wówczas badań przyjęto wyidealizowany rozkład grubości warstwy smaru pod przemieszczającym się pierścieniem – rysunek 3 (grubość ta to jednocześnie najmniejsza odległość pomiędzy powierzchniami ślizgowymi pierścienia i cylindra). W rzeczywistym silniku spalinowym kształt przebiegu grubości filmu olejowego rozdzielającego te powierzchnie jest znacznie bardziej złożony, co wynika z dużej liczby wielkości mających wpływ na położenie pierścienia w cylindrze (rys. 4).

Biorąc to pod uwagę przyjęto, że celem prezentowanych w tym opracowaniu badań będzie weryfikacja uzyskanych wówczas wyników obliczeń strat tarcia, generowanych podczas przemieszczania się pierścienia tłokowego względem gładzi cylindra. W obecnych badaniach, w przeciwieństwie do wcześniej opisanych, postanowiono uwzględnić większą liczbę wielkości mających wpływ na przebieg tej współpracy. W szczególności będą one związane ze stanem powierzchni ślizgowych pierścienia i cylindra.

2. Przygotowania do realizacji badań modelowych

Weryfikacja przedstawionych w opracowaniu [1] wyników badań wymagała przyjęcia zbliżonych warunków pomiarów. W szczególności problem ten dotyczył odtworzenia w programie obliczeniowym wcześniej przyjętych przebiegów rozkładu temperatury gładzi cylindra oraz grubości filmu olejowego (rys. 2 i 3).

Próba uwzględnienia w stosowanym programie obliczeniowym przyjętego wcześniej rozkładu temperatury nie napotkała na problemy, natomiast próba uzyskania identycznego do wcześniej założonego rozkładu grubości warstwy oleju pod pierścieniem była bardzo trudna. Problemy wynikały ze złożonych powiązań położenia pierścienia z parametrami charakteryzującymi konstrukcję elementów silnika, warunki jego pracy oraz właściwości oleju smarowego. W szczególności decydujący wpływ na położenie pierścienia mają ciśnienie hydrodynamiczne panujące w filmie olejowym oraz sprężystość własna pierścienia (położenie przyjęte przez pierścień wynika z równowagi tych oddziaływań).

Średnie ciśnienie p_s w filmie olejowym jest sumą trzech ciśnień składowych, a mianowicie:

– wywołanego oddziaływaniem ciśnienia zewnętrznego p_p :

$$p_p = p_a + (p_b - p_a)W_p, \quad (2)$$

– wywołanego efektem klina smarnego p_f :

$$p_f = \frac{\eta \cdot u \cdot b_f}{h_m^2} W_u, \quad (3)$$

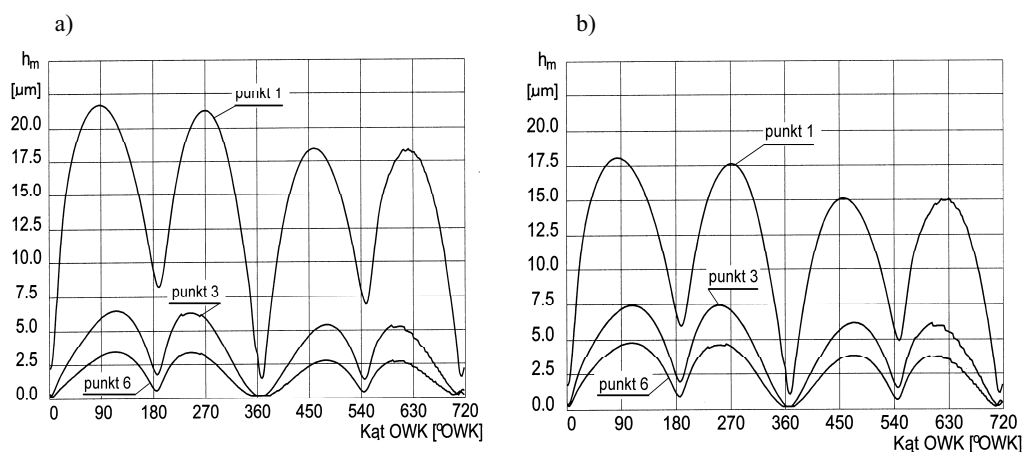
– wywołanego efektem wyciskania p_w :

$$p_w = \frac{\eta \cdot v \cdot b_f^2}{h_m^3} W_v, \quad (4)$$

gdzie:

- η – lepkość dynamiczna oleju smarowego,
- p_a, p_b – ciśnienia zewnętrzne działające na pierścień,
- u, v – prędkości pierścienia, odpowiednio osiowa i promieniowa,
- h_m – minimalna grubość filmu olejowego,
- b_f – wysokość osiowa pierścienia,
- W_i – współczynniki umożliwiające uwzględnienie wpływu kształtu powierzchni ślizgowej pierścienia na średnie ciśnienie w filmie olejowym.

Analiza wzorów (3) i (4) wykazała, że przy stałej prędkości obrotowej wału silnika oraz niezmienniej geometrii pierścienia, na minimalną grubość h_m filmu olejowego będzie przede wszystkim miała wpływ lepkość oleju, odpowiadająca zmieniającej się temperaturze gładzi cylindra. Obliczenia symulacyjne potwierdziły ten wniosek. Wraz ze wzrostem temperatury gładzi cylindra (w kolejnych punktach pomiarowych – rys. 2) zmniejsza się grubość warstwy oleju (rys. 5).

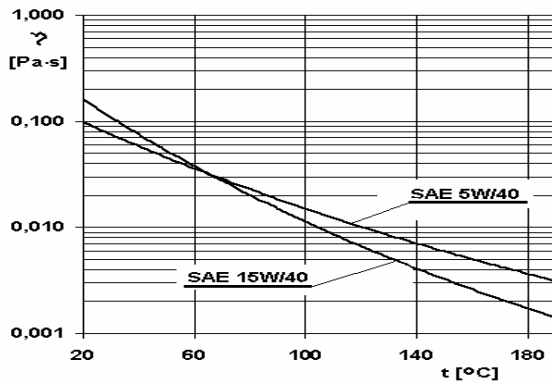


Rys. 5. Przykładowe przebiegi minimalnej grubości filmu olejowego pod pierścieniem uszczelniającym wyznaczone dla oleju SAE 15W40 (a) i SAE 5W/40 (b), przy stałej prędkości ω wału korbowego.

Fig. 5. Exemplary courses of minimum oil film thickness under a compression ring; SAE 15W/40 grade lube oil (a) and SAE 5W/40 grade lube oil (b), crankshaft speed $\omega = \text{const}$.

Grubość ta zmienia się w sposób odpowiadający charakterystyce temperaturowej stosowanego oleju (rys. 6), tzn. w miejscach, w których lepkość oleju jest większa, tworzy on grubszą warstwę (co jest zgodne z podanymi wzorami 3 i 4). Przykładowo, w pierwszym punkcie pomiarowym (rys. 2), gdzie lepkość dynamiczna oleju SAE 15W40 jest większa niż oleju SAE 5W/40, również większa powinna być odpo-

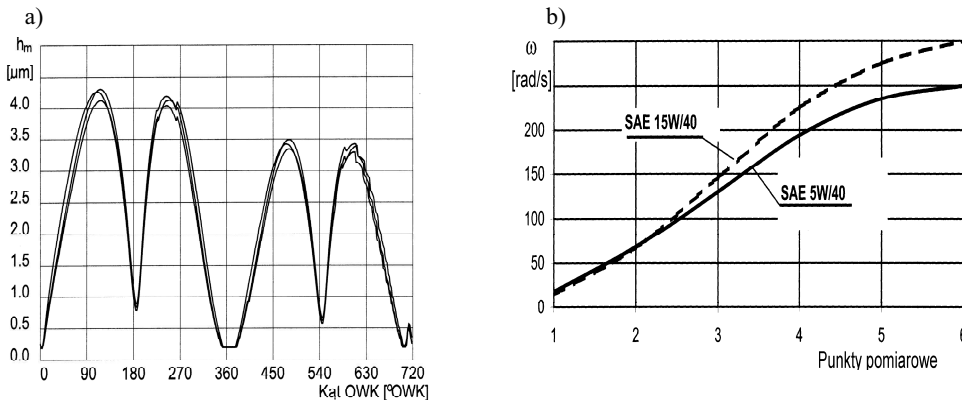
wiadająca temu olejowi grubość filmu. Z kolei w dalszych punktach pomiarowych, gdzie większą lepkością cechuje się olej syntetyczny, odpowiadająca temu olejowi grubość powinna mieć większą wartość. Wnioski te znajdują odbicie w przebiegu krzywych zebranych na rysunku 5.



Rys. 6. Przebiegi zależności lepkości dynamicznej oleju η od temperatury t wyznaczone dla grupy olejów Lotos.

Fig. 6. Oil dynamic viscosity η vs. temperature t for oils of Lotos family.

Analiza możliwości uzyskania przyjętego wcześniej przebiegu grubości warstwy filmu olejowego (rys. 3) wykazała, że przy narzuconej geometrii pierścienia oraz przy znanym rozkładzie lepkości oleju na gładzi cylindra jedyną wielkością mającą wpływ na grubość filmu olejowego jest prędkość kątowna ω wału korbowego. Wykonane obliczenia wykazały jednak, że jest możliwe uzyskanie tylko zbliżonych do wstępnie zaplanowanych przebiegów grubości (rys. 7).



Rys. 7. Przykładowe przebiegi grubości filmu olejowego w trzech przykładowych punktach pomiarowych (a) oraz przebiegi zmian prędkości kątownej ω dla $h_{m,max} = 4 \mu\text{m}$, w zależności od gatunku oleju (b).

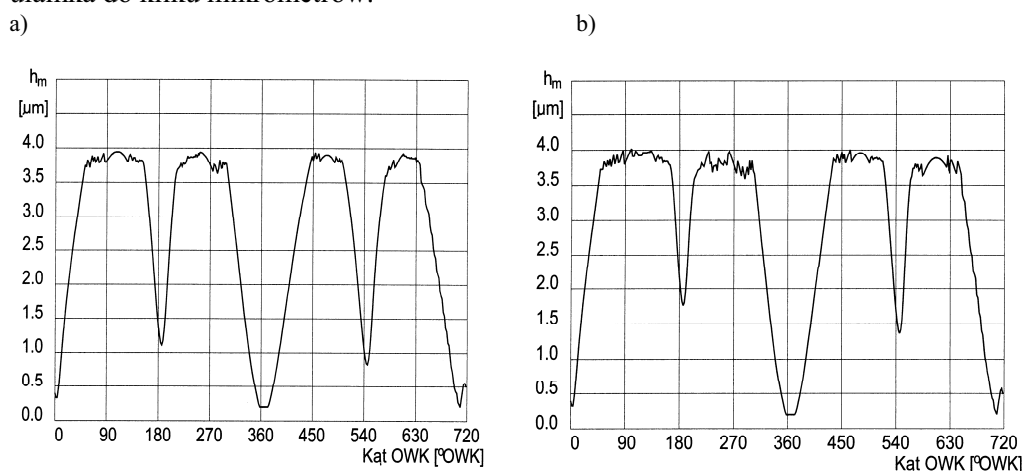
Fig. 7. Exemplary courses of the oil film thickness at three chosen measurement points (a) and the course of angular speed variations ω for $h_{m,max} = 4 \mu\text{m}$ depending on oil grade (b).

Inną metodą uzyskania zbliżonego do zakładanego wcześniej rozkładu minimalnej grubości h_m filmu olejowego wydaje się być zmiana grubości h_d warstwy oleju przed poruszającym się pierścieniem. Można wykazać, że grubość ta jest powiązana z grubością minimalną zależnością [3]:

$$h_m \cong 2 \cdot h_d . \quad (5)$$

Przykładowe rozkłady grubości filmu olejowego, wyznaczone podczas badań symulacyjnych dla $h_d \approx 2 \mu\text{m}$ (jest to wartość dla której $h_m \approx 4 \mu\text{m}$, a więc tyle, ile wynosi wcześniej przyjęta wartość maksymalna grubości filmu olejowego), pokazano na rysunku 8. Widoczne jest „obcinanie” największych grubości filmu olejowego na założonym poziomie. Uzyskane w tej fazie badań wyniki zostały uwzględnione w dalszych badaniach, w szczególności podczas obliczeń strat tarcia.

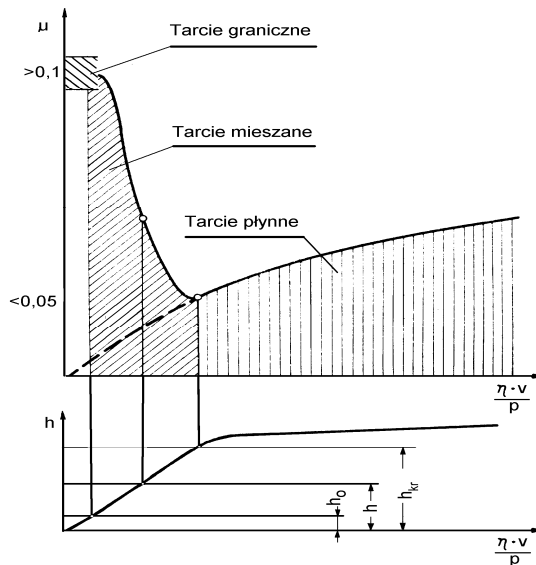
Należy w tym miejscu wspomnieć, że w rzeczywistym silniku pierścienie zestawu tłokowego poruszają się po warstwie oleju ukształtowanej przez pierścienie je poprzedzające. Grubość tej warstwy jest najczęściej mała i waha się w granicach od ułamka do kilku mikrometrów.



Rys. 8. Przykładowe przebiegi minimalnej grubości filmu olejowego pod pierścieniem uszczelniającym smarowanym olejem SAE 15W/40 (a) i SAE 5W/40 (b); warstwa $h_d \approx 2 \mu\text{m}$.

Fig. 8. Exemplary courses of minimum oil film thickness under a compression ring; SAE 15W/40 grade lube oil (a) and SAE 5W/40 grade lube oil (b), layer $h_d \approx 2 \mu\text{m}$.

Wyniki obliczeń zamieszczone w opracowaniu [1], ze względu na zastosowany do ich wyznaczenia uproszczony model obliczeniowy, miały z założenia charakter przybliżony i nie uwzględniały np. związku pomiędzy wielkością strat tarcia i ich rodzajem. Zakładano jedynie, że istnieje pewna krytyczna grubość h_{kr} filmu olejowego, której przekroczenie powoduje przejście tarcia płynnego od razu w tarcie graniczne ($h < h_o$ – rys. 9).



Rys. 9. Zmiany wartości współczynnika tarcia μ w zależności od wartości współczynnika Herseya [4].

Fig. 9. Changes in the coefficient of friction μ vs Hersey's coefficient [4].

W obecnie prezentowanym modelu obliczeniowym przyjęto m.in., że:

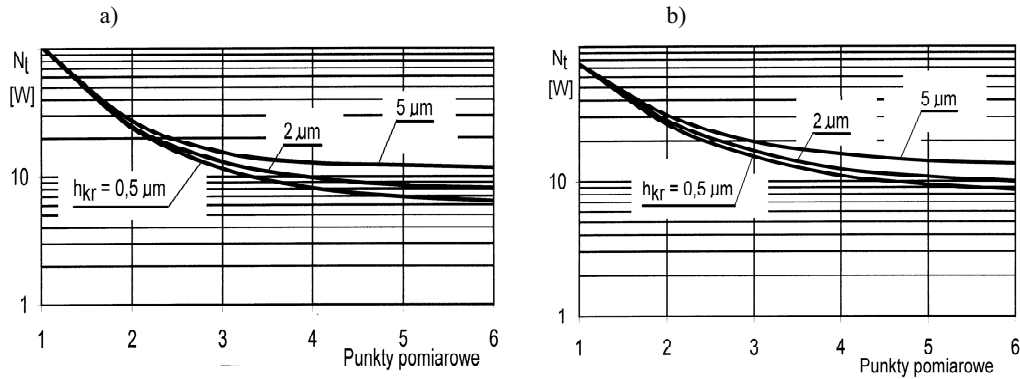
- obszary, w których współpraca pierścienia z gładzią cylindra przebiega w warunkach tarcia płynnego i mieszane, rozdziela grubość krytyczna h_{kr} warstwy smaru,
- w obszarze tarcia płynnego ($h > h_{kr}$), gdzie współczynnik tarcia wzrasta wraz z grubością warstwy smaru, siłę tarcia oblicza się z zależności wynikającej z hydrodynamicznej teorii smarowania (wg wzorów podanych np. w [2]),
- dla grubości warstwy oleju $h < h_{kr}$ wartość współczynnika tarcia μ wzrasta wraz ze zmniejszaniem się tej grubości,
- udział obciążenia przeniesionego przez mikrokliny olejowe zmniejsza się wraz ze zmniejszaniem się grubości warstwy oleju, od 100% dla $h > h_{kr}$ do 0% dla $h = h_o$.

Wartość grubości krytycznej warstwy oleju będzie m.in. zależna od mikrogeometrii powierzchni współpracy pierścienia i cylindra [5] oraz od rozmiarów zanieczyszczeń znajdujących się w oleju smarowym. Przy zmieniającej się grubości h filmu olejowego dobór jej wartości będzie miał wpływ na moment rozpoczęcia współpracy elementów w warunkach tarcia mieszane, a tym samym na wartość oporów tarcia.

Wykorzystując przyjęte warunki (uwzględnione w modelu układu tłokowo-cylindrowego) wykonano obliczenia kształtowania się strat tarcia w różnych warunkach współpracy uszczelniającego pierścienia tłokowego z gładzią cylindra. Wartości stałe, wstępnie wprowadzane do modelu, odpowiadały konstrukcji i warunkom pracy silnika spalinowego 170A.000 samochodu Cinquecento.

3. Wyniki badań

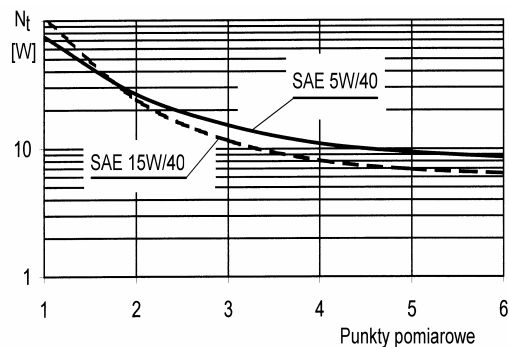
Na wykresach zamieszczonych na rysunkach 10 i 11 pokazano przebiegi zmian mocy tarcia, uzyskane podczas obliczeń w wyznaczonych wcześniej punktach pomiarowych, przy uwzględnieniu wybranych wartości grubości krytycznej (0,5, 2,0 i 5 μm).



Rys. 10. Zmiany mocy tarcia N_t od wartości grubości krytycznej h_{kr} dla oleju SAE 15W/40 (a) i SAE 5W/40 (b).

Fig. 10. Variations in friction power N_t vs. critical thickness value h_{kr} for SAE 15W/40 oil (a) and SAE 5W/40 oil (b).

Wraz ze wzrostem wartości grubości krytycznej wzrasta moc tarcia, co spowodowane jest coraz wcześniejszym przerywaniem ciągłości filmu olejowego i pracą pierścienia w warunkach tarcia mieszanego. Jest to szczególnie dobrze widoczne w wynikach badań wykonanych w wyższych punktach pomiarowych.



Rys. 11. Zmiany mocy tarcia N_t w zależności od punktu pomiarowego dla olejów oleju SAE 15W/40 i SAE 5W/40; $h_{kr} = 0,5 \mu\text{m}$.

Fig. 11. Variations in friction power N_t depending on measurement point for SAE 15W/40 and SAE 5W/40 oils; $h_{kr} = 0,5 \mu\text{m}$.

Przebieg krzywych na wykresie na rysunku 11 jest zbliżony do uzyskanego w trakcie obliczeń prowadzonych przy wykorzystaniu uproszczonego modelu obliczeniowego [1]. Potwierdziły się również wcześniej sformułowane wnioski, że zmiany mocy tarcia są odbiciem zmian lepkości oleju smarowego.

Do ważniejszych wniosków wynikających z przeprowadzonych badań można zaliczyć:

- na grubość filmu olejowego pod pierścieniem mają przede wszystkim wpływ prędkość przemieszczania się pierścienia, lepkość oleju, a także grubość warstwy oleju na gładzi cylindra,
- uzyskanie zaplanowanego rozkładu grubości filmu olejowego, poprzez wpływanie na parametry związane z geometrią i warunkami pracy pierścienia, ze względu na skomplikowane powiązania pomiędzy nimi, jest bardzo trudne do zrealizowania,
- przebiegi mocy tarcia są skorelowane z przebiegami lepkości oleju smarowego,
- ukształtowanie warstwy wierzchniej współpracujących powierzchni pierścienia i tulei ma wpływ na wielkość strat tarcia towarzyszących ruchowi pierścienia,
- do przybliżonych obliczeń wartości mocy tarcia można zastosować uproszczony model współpracy pierścienia z gładzią cylindra.

Ilościowa analiza związków pomiędzy stanem powierzchni roboczej pierścienia i cylindra a rodzajem i wartością towarzyszących jego ruchowi strat tarcia, wymaga jednak przeprowadzenia dalszych badań, w tym przede wszystkim stanowiskowych.

Literatura

- [1] SERDECKI W.: *The Effect of Lubricating Oil Selected Properties on Cooperation of Piston Ring and Cylinder Surface*. KONMOT-AUTOPROGRES 2004, T2 – Silniki Spalinowe, Kraków 2004.
- [2] SERDECKI W.: *Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [3] SERDECKI W.: *Wpływ pierścieni uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi cylindrowej silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Seria Rozprawy Nr 235, Poznań 1990.
- [4] HEBDA M., WACHAL A.: *Trybologia*. WNT, Warszawa 1980.
- [5] NOWICKI B.: *Struktura geometryczna. Chropowatość i falistość powierzchni*. WNT, Warszawa 1991.

Analysis of friction losses accompanying the piston ring travel

S u m m a r y

Conditions of engine piston and rings lubrication vary continuously at engine start and further run. Varying gas and inertia forces acting upon the elements of piston-cylinder assembly together with changeable temperature cause the changes in oil film distribution. When carrying out the computations of oil film distribution it is possible to point those regions where the oil film rupture occurs and the fluid

friction becomes the mixed one. Beside the mentioned above conditions of collaboration also other factors affect the type of friction. They are related to the conditions of moting surfaces as well as the volume, grade and viscosity–temperature characteristics of lube oil. The paper presents problems connecting with the modeling of oil film distribution over the bore surface, and relations between the condition of moting surfaces and lubricating oil grade with the data characteristic for cooperation of ring and bore, the friction power in particular.