

## The impact of the piston bearing surface stepped profile microgeometry on friction losses in the supercharged combustion engine

*The currently designed engines are usually supercharged and are characterized by high values of the boost pressure. As a result high values of maximum combustion pressure are obtained. This in turn leads to the occurrence of high mechanical loads and thermal stresses on elements of the crank mechanism. The piston is the most mechanically and thermally loaded engine component.*

*Geometry of the gap between piston bearing surface and cylinder liner significantly affects the total friction losses of the internal combustion engine. On the basis of previous research it appears that friction losses depend more on the area of the piston bearing surface which is covered with the oil film than on the thickness of the oil layer separating collaborating parts. Properly designed barrel shape of the piston bearing surface is a way to reduce the oil film cover area. Another shape which could lead to reduce the oil film cover area is the stepped profile. The stepped profile, contrary to the barrel shape, can be obtained by covering the cylindrical or tapered piston bearing surface with a thin layer of graphite. In this paper the results of simulation for the stepped piston bearing surface are presented.*

Key words: combustion engine, piston bearing surface shape, friction losses

### Wpływ schodkowego profilu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka na straty tarcia w silniku doładowanym

*Obecnie silniki spalinowe projektowane są zazwyczaj z systemem doładowania i charakteryzują się wysokimi wartościami ciśnienia doładowania. W rezultacie uzyskuje się wysokie wartości maksymalnego ciśnienia spalania. W konsekwencji prowadzi to do występowania dużych obciążeń mechanicznych i cieplnych elementów mechanizmu korbowego. Najbardziej narażonym na obciążenia mechaniczne i cieplne elementem silnika jest więc tłok.*

*Geometria szczeliny pomiędzy powierzchnią nośną tłoka i tulei cylindrowej znacząco wpływa na całkowite straty tarcia silnika spalinowego. Na podstawie wcześniejszych badań można stwierdzić, że straty tarcia bardziej zależą od obszaru powierzchni nośnej tłoka, która pokryta jest warstwą oleju, niż od grubości warstwy oleju rozdzielającej współpracujące elementy. Odpowiednio zaprojektowany kształt baryłkowej powierzchni nośnej tłoka jest sposobem na zmniejszenie obszaru pokrycia filmu olejowego. Innym kształtem, który może doprowadzić do zmniejszenia obszaru pokrycia filmu olejowego jest schodkowy profil powierzchni nośnej tłoka. Schodkowy profil, w przeciwieństwie do kształtu baryłkowego, można uzyskać, nanosząc na cylindryczną lub stożkową powierzchnię nośną tłoka cienką warstwę grafitu. W artykule przedstawiono wyniki symulacji dla schodkowej powierzchni nośnej tłoka, zmierzającej do zmniejszenia strat tarcia dla warunków pracy doładowanego silnika o zapłonie iskrowym i samoczynnym.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, kształt powierzchni nośnej tłoka, straty tarcia

### 1. Introduction

Due to the dynamic development of automotive technology engineers still continue to find the possibility to build engines that are characterized by high efficiency and low emissions. Low weight and compact size of the engine are also favourable. The reliability of the various mechanisms, that under high thermal and mechanical loads are subject to early wear, should be taken into account [1–3].

Operating conditions of the piston are the most unfavourable. The piston is the most mechanically and thermally loaded engine component [9]. High demands are placed with respect to its dimensional stability, mechanical strength and durability. Modern piston construction trends are to reduce their dimensions, in particular the height of the bearing surface. As a result of this the piston mass is reduced which results in lower inertia forces but also in lower friction losses since the oil film cover area of the piston bearing surface

### 1. Wstęp

W związku z dynamicznym rozwojem techniki motoryzacyjnej, konstruktorzy silników spalinowych zaczęli dążyć do budowy silników, które charakteryzowałyby się dużą sprawnością, małą masą, małymi wymiarami oraz niską emisją toksycznych składników spalin. Dążąc do skonstruowania silnika spalinowego o takich założeniach, należy również brać pod uwagę trwałość poszczególnych elementów i mechanizmów, które pod wpływem wysokich obciążeń cieplnych i mechanicznych narażone są na szybkie zużycie oraz uszkodzenie [1–3].

Warunki współpracy tłoka z cylindrem w wysoko doładowanym silniku są szczególnie niekorzystne. Ze względu na to, że tłoki są najbardziej obciążonymi mechanicznie i cieplnie elementami silnika spalinowego, stawiane są im wysokie wymagania dotyczące stabilności wymiarowej, wytrzymałości i trwałości [9]. Współczesne tendencje w kon-

is reduced [1, 4, 5]. Unfortunately with the reduction of the oil film cover area the risk of mixed friction rises because the required pressure in the oil film is higher to manage the generated load.

The geometry of the gap between the bearing surface of the piston and the cylinder has a significant effect on friction losses of the internal combustion engine. It turns out that the friction losses depend more on the area covered by the oil film than the thickness of the oil film that separates the two cooperating surfaces. Several ways to reduce the oil film coverage area include most often barrel shape of the piston bearing surface, but it can be also achieved by stepped shape of the bearing surface of the piston. The stepped shape, according to the theoretical considerations carried out on the basis of hydrodynamic lubrication theory, gives the possibility of friction losses reduction. The stepped shape of the piston bearing surface can be achieved by the application of coatings with materials which have advantageous tribological properties [2, 6, 7]. Nowadays the piston bearing surface coatings are commonly used and their main goal is to modify the conditions of mixed friction, for example during the engine start up and running, but does not have significant influence on the conditions of the fluid friction formation.

In the paper authors present the results of simulation for piston bearing surface shape of the letter H for operating conditions which correspond to the supercharged engine. The aim of the simulation is to give an answer if the stepped shape of the piston bearing surface gives a possibility of friction losses reduction in the supercharged engine.

## 2. Friction losses calculation for the "H" shape of the piston bearing surface

The adopted shape of the piston bearing surface is a continuation of earlier authors studies [4, 7, 8]. The crossbar of the "H" letter allows to extend the area of high hydrodynamic pressure while obtaining the effect of reducing the total oil film cover area and as a consequence the total friction losses. The problem involves determining the proper width and thicknesses of the layer, that would guarantee a high load capacity of the bearing with limited strength of the piston material and internal friction. The computer simulation results presented in [4, 7, 8] confirmed the usability of replacing the barrel shape of the piston bearing surface by a cylindrical piston shape with surface modified by layer with a specified shape and thickness.

Authors applied an "H" shaped layer made of graphite and thereby obtained a step shaped profile of the bearing surface. Different variants of the pistons are presented in Fig. 1. The measured profile of the piston bearing surface is shown in Fig. 2. In order to perform friction losses simulations in the piston-cylinder kinematic pair authors have chosen 6 variants of the "H" shaped layer which differ in form and size. In Figures 3 and 4 the profiles of piston bearing surfaces used for the computer simulation test are presented. The assumed thickness of the graphite layer is 20  $\mu\text{m}$  and the width of the crossbar of the "H" letter is 1.5 mm and 3 mm.

strukeji łożków silników spalinowych dotyczą zmniejszenia ich wymiarów, przede wszystkim wysokości powierzchni nośnej, w wyniku czego możliwe jest zmniejszenie masy łożka, co skutkuje m.in. mniejszymi wartościami sił bezwładności występujących w mechanizmie łożkowo-korbowym, ale może prowadzić także do zmniejszenia strat tarcia, ponieważ powierzchnia filmu olejowego na styku powierzchni nośnej łożka z gładzią cylindra jest mniejsza [1, 4, 5]. Niekorzystnym zjawiskiem towarzyszącym zmniejszeniu powierzchni pokrytej filmem olejowym jest większe ryzyko występowania tarcia mieszanego, co prowadzi do zwiększenia strat tarcia. Wynika to z faktu, że ciśnienie w filmie olejowym musi być wyższe, aby na mniejszej powierzchni móc przenieść obciążenie wynikające z działania siły bezwładności i gazowej.

Geometria szczeliny między powierzchnią nośną łożka a cylindrem w bardzo dużym stopniu wpływa na straty tarcia w silniku spalinowym. Okazuje się, że na wymienione straty tarcia w większym stopniu wpływa obszar pokryty filmem olejowym niż grubość filmu olejowego, który rozdziela współpracujące powierzchnie. Istnieje wiele metod zmniejszania powierzchni pokrycia filmem olejowym, jak np. najczęściej obecnie stosowany baryłkowy kształt łożka. Dalsze zmniejszenie powierzchni pokrycia filmem olejowym w porównaniu z baryłkowym kształtem można uzyskać za pomocą schodkowego kształtu powierzchni nośnej łożka. Schodkowy kształt szczeliny smarnej, według rozważań teoretycznych przeprowadzonych na podstawie hydrodynamicznej teorii smarowania, daje możliwość uzyskania zmniejszenia strat tarcia przy jednoczesnym zachowaniu warunków tarcia płynnego. Schodkowy kształt powierzchni nośnej łożka można uzyskać przez zastosowanie powłok uszlachetniających wykonanych z materiałów o korzystnych właściwościach tribologicznych [2, 6, 7]. Współcześnie stosowanie powłok na powierzchni nośnej łożka jest bardzo częstym zabiegiem stosowanym przez konstruktorów, a ich celem jest modyfikacja warunków tarcia mieszanego, np. w momencie rozruchu lub okresie docierania silnika, natomiast nie wpływa znacząco na warunki tworzenia tarcia płynnego w filmie olejowym.

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych dla pokrycia powierzchni nośnej łożka w kształcie litery H w warunkach pracy odpowiadających silnikowi doładowanemu. Celem przeprowadzonych symulacji jest znalezienie odpowiedzi na pytanie, czy schodkowy kształt powierzchni nośnej łożka może prowadzić do redukcji strat tarcia doładowanego silnika spalinowego.

## 2. Obliczenia strat tarcia dla warstwy uszlachetniającej w kształcie litery H na powierzchni nośnej łożka

Przyjęty kształt warstwy uszlachetniającej jest kontynuacją autorskich badań opisanych w publikacjach [4, 7, 8]. Poprzeczka litery H pozwala wydłużyć obszar o wysokim ciśnieniu hydrodynamicznym, dając równocześnie efekt redukcji sił tarcia wewnętrznego w filmie olejowym. Problem polega m.in. na określeniu szerokości i grubości warstwy,



Fig. 1. View of different piston variants

Rys. 1. Warianty tłoków silnikowych

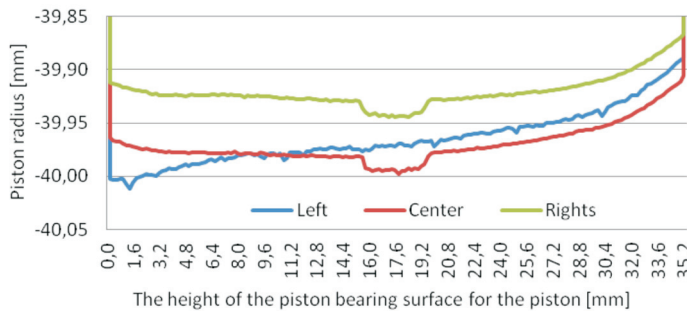


Fig. 2. The actual profile of the piston bearing surface with a H shape graphite layer

Rys. 2. Rzeczywisty profil tłoka z naniesioną warstwą grafitu na powierzchni nośnej w kształcie litery H

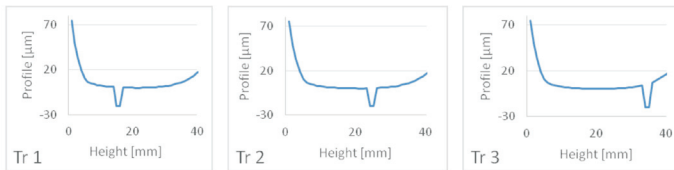


Fig. 3. Tr1, Tr2, Tr3 variants of the piston bearing surface profile

Rys. 3. Profile tłoków Tr1, Tr2, Tr3

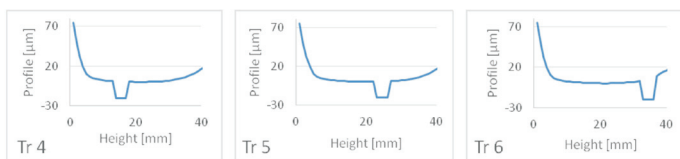


Fig. 4. Tr4, Tr5, Tr6 variants of the piston bearing surface profile

Rys. 4. Profile tłoków Tr4, Tr5, Tr6

### 3. Boundary conditions of the simulation

The purpose of the simulation is to compare the impact of the developed microgeometry of the piston bearing surface in the operating conditions characteristic for supercharged SI and CI engines. Simulations were performed using a computer program developed by professor A. Iskra in the Department of Internal Combustion Engines at Poznan University of Technology [8].

For the analysis to determine the friction losses two supercharged internal combustion engines were chosen. Basic technical data of selected engines are presented in Tables 1 and 2.

która zapewniłaby dużą nośność filmu olejowego przy ograniczonej sile tarcia wewnętrznego w filmie olejowym. Również wytrzymałość materiału tłoka musi być uwzględniona. Wyniki badań symulacyjnych [4, 7, 8] potwierdzają pozytywny efekt zastąpienia baryłkowego kształtu tłoka powierzchnią walcową z naniesionymi warstwami o odpowiednim kształcie i grubości.

Autorzy zastosowali warstwę grafitu w kształcie litery H, uzyskując w ten sposób schodkowy profil powierzchni nośnej tłoka (rys. 1). Na rysunku 2 przedstawiono profilogram powierzchni nośnej tłoka z naniesioną warstwą grafitu w kształcie litery H. W celu przeprowadzenia analizy możliwości redukcji strat tarcia w węzle tłok-cylinder, opracowano 6 wariantów kształtów i wymiarów profilu litery H na powierzchni nośnej tłoka. Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono teoretyczne profile powierzchni nośnej tłoków, które wykorzystano w przeprowadzonych symulacjach. Założona przez autorów grubość warstwy grafitu to 20 µm, natomiast szerokość poprzeczki litery H to 1,5 i 3 mm.

### 3. Warunki brzegowe przyjęte na potrzeby symulacji

Celem symulacji jest porównanie wpływu opracowanych mikrogeometrii powierzchni nośnych tłoków w warunkach pracy charakterystycznych dla doładowanego silnika o ZI i ZS. Symulacje wykonano za pomocą programu komputerowego opracowanego przez profesora A. Iskrę w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej [8].

Do analizy wartości strat tarcia wybrano dwa doładowane silniki spalinowe, których dane techniczne podano w tabelach 1 i 2.

Obliczenia parametrów filmu olejowego wykonano dla przedstawionych w tym rozdziale sześciu wariantów mikrogeometrii powierzchni nośnych tłoków, począwszy od profilu powierzchni baryłkowej tłoków referencyjnych, a skończywszy na profilach schodkowych tłoków ze zmodyfikowaną powierzchnią nośną. Analizę przeprowadzono dla następujących warunków:

- prędkość obrotowa wału korbowego silnika 750–4500 obr/min,
- początkowa grubość warstwy oleju na tulei cylindrowej 35 µm,
- lepkość oleju 9,6 mPa·s.

Calculation of the oil film parameters were made for the basic barrel shape and six stepped shape of the pistons bearing surfaces. The analysis was conducted for the following conditions:

- engine speed 750–4500 rpm,
- the initial thickness of the oil layer on the cylinder liner 35  $\mu\text{m}$ ,
- oil viscosity 9.6  $\text{mPa}\cdot\text{s}$ .

Table 1. SI engine-Volkswagen 1.4 TSI  
Tabela 1. Silnik o ZI – Volkswagen 1.4 TSI

Build/liczba cylindrów i ich układ	four cylinder, in-line/rzędowy
Displacement/pojemność skokowa	1390 $\text{cm}^3$
Bore/średnica cylindra	76.5 mm
Stroke/skok tłoka	75.6 mm
Compression ratio/stopień sprężania	10.0
The number of valves per cylinder/ liczba zaworów na cylinder	4
Max power/moc maksymalna	90 kW at/przy 5000–5500 rpm/obr/min
Max torque/maksymalny moment obrotowy	200 $\text{N}\cdot\text{m}$ at/przy 1500–4000 rpm/obr/min

It should be noted that the simulation program is based on the hydrodynamic lubrication theory and does not take into account the tribological properties of materials under mixed friction conditions. The simulations were aimed at defining the characteristics of a step shaped profile under fluid friction conditions which prevail most of the time during combustion engine operation. In presented simulations it is assumed that mixed friction occurs when the oil film thickness is less than 0.2  $\mu\text{m}$ .

Simulations were conducted for average passenger car driving conditions, where the engine operates at low and medium crankshaft rotational speeds and low and medium load. Authors also considered the engine full load characteristic condition, where the load on the piston bearing surface with normal force reaches its maximum value and the risk of mixed friction is the highest.

#### 4. Simulation results

In Figures from 5 to 7 friction losses simulation results for all variants of piston bearing surface are presented.

Based on the obtained results it can be noted that not all variants of piston bearing surface shape brought the expected reduction in friction losses in the piston-cylinder group in comparison with reference pistons. The Tr2 and Tr5 variants proved to be most beneficial in terms of reducing friction losses. In the case of the spark ignition engine only those variants brought reduced friction losses. By using the Tr1, Tr3, Tr4 and Tr6 profiles in the SI engine the friction losses increased. For CI engine only the use of Tr6 variant resulted in an increase in friction losses, while other variants have the effect of reducing friction losses. In addition, a maximum reduction of friction loss is over two times higher for CI engine (approx. 11 %) than for the SI engine (approx. 5 %).

The reasons for such different effects of a stepped shape of piston bearing surface can be traced in different piston-

Table 2. Volkswagen Diesel engine 2.5 TDI  
Tabela 2. Silnik o ZS – Volkswagen 2.5 TDI

Build/liczba cylindrów i ich układ	five-cylinder, in-line/rzędowy
Displacement/pojemność skokowa	2460 $\text{cm}^3$
Bore/średnica cylindra	81 mm
Stroke/skok tłoka	95.5 mm
Compression ratio/stopień sprężania	18.0
The number of valves per cylinder/ liczba zaworów na cylinder	2
Max power/moc maksymalna	96 kW at 3500 rpm
Max torque/maksymalny moment obrotowy	340 $\text{N}\cdot\text{m}$ at 2000 rpm

Należy zaznaczyć, że program symulacyjny powstał na podstawie hydrodynamicznej teorii smarowania i nie uwzględnia trybologicznych właściwości materiałów pary trącej w warunkach tarcia mieszanego i granicznego. Przeprowadzone symulacje miały na celu określenie cech profilu schodkowego w warunkach tarcia płynnego, czyli warunków, które dominują przez większość czasu pracy silnika spalinyowego. W przeprowadzonych badaniach założono, że tarcie mieszane występuje, gdy grubość filmu olejowego jest mniejsza niż 0,2  $\mu\text{m}$ .

Symulacje przeprowadzono dla warunków pracy silnika odpowiadających przeciętnym warunkom ruchu samochodu osobowego, czyli dla zakresu małych i średnich prędkości obrotowych wału korbowego silnika, a także małych i średnich wartości obciążenia. Wzięto również pod uwagę warunki odpowiadające charakterystyce pełnej mocy silnika, dla których wartość siły normalnej w mechanizmie tłokowo-korbowym jest maksymalna, a zatem ryzyko występowania tarcia mieszanego również jest największe.

#### 4. Wyniki symulacji

Na rysunkach 5, 6 i 7 przedstawiono wartości strat tarcia dla przyjętych kształtów powierzchni nośnej tłoka.

Na podstawie otrzymanych wyników można zauważyć, że nie wszystkie warianty kształtu powierzchni nośnej tłoka przyniosły oczekiwaną redukcję strat tarcia w węźle tłok-cylinder względem tłoków referencyjnych. Warianty Tr2 i Tr5 okazały się najkorzystniejsze w aspekcie zmniejszenia strat tarcia. Dla silnika o ZI są to jedyne warianty, których zastosowanie spowodowało zmniejszenie strat tarcia w węźle tłok-cylinder. W wyniku zastosowania profilu Tr1, Tr3, Tr4 i Tr6 w silniku o ZI nastąpiło zwiększenie strat tarcia. Dla silnika o ZS tylko zastosowanie wariantu Tr6 spowodowało zwiększenie strat tarcia, natomiast pozostałe warianty przyniosły efekt redukcji strat tarcia. Dodatkowo maksymalna redukcja strat tarcia jest prawie trzykrotnie wyższa dla silnika o ZS (ok. 12 %), niż dla silnika o ZI (ok. 4 %).

Przyczyn tak różnych efektów zastosowania schodkowego kształtu profilu powierzchni nośnej tłoka można doszukać się w różnych warunkach współpracy tłoka z cylindrem dla silnika o ZI i o ZS. Zarówno wartość maksymalnego ciśnienia, jak i przebieg ciśnienia indykowanego dla obu rodzajów silnika różnią się znacznie. Wpływa to nie tylko na przebieg i wartość siły normalnej, która do-

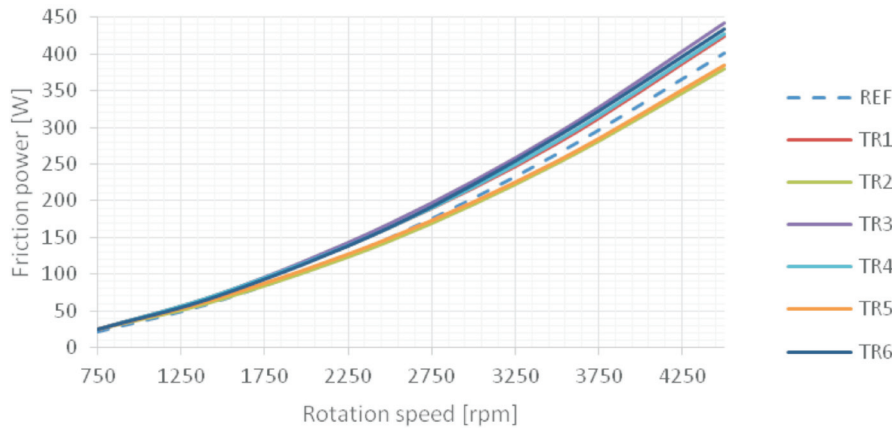


Fig. 5. Simulation results for the SI engine

Rys. 5. Wyniki symulacji dla silnika ZI-Volkswagen 1.4 TSI

cylinder cooperation conditions of SI and CI engines. The value of the maximum pressure and the indicated pressure change for both engines is significantly different. This affects not only the course and the value of the normal force that pushes the piston bearing surfaces within the cylinder liner, but also affects the nature of the lateral movements of the piston in the cylinder, whose model is implemented in the software used for calculating the parameters of the oil film written by prof. A. Iskra. Furthermore the dimension and shape differences of the piston make a considerable difference in a transverse motion of the piston considered in the simulations. Hence, the impact of the application of the adopted shape of the letter "H" can be so different.

On the basis of the results it can also be noticed that a reduction in friction losses is more significant for higher engine

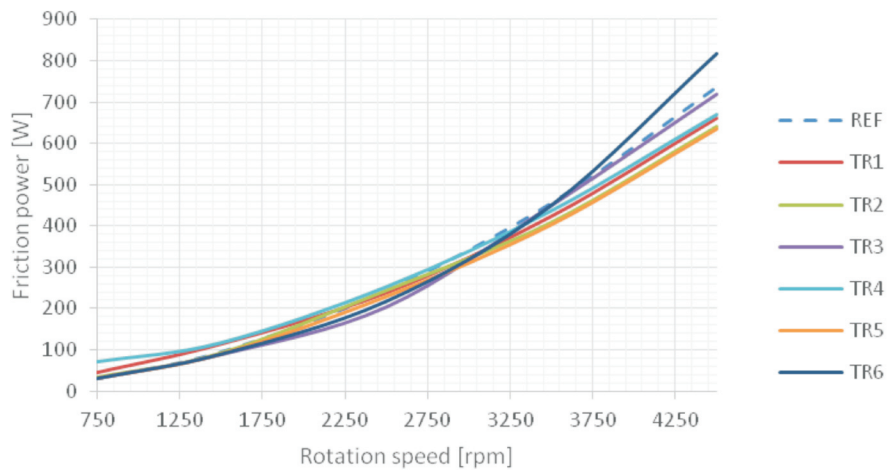


Fig. 6. Simulation results for the CI engine

Rys. 6. Wyniki symulacji dla silnika ZS-Volkswagen 2.5 TDI

Na podstawie otrzymanych wyników można także zaobserwować, że redukcja strat tarcia jest intensywniejsza dla większych prędkości obrotowych wału korbowego silnika.

Jest to bardzo ważne spostrzeżenie, ponieważ podczas zwiększania prędkości obrotowej silnika w wyniku większych strat tarcia zamienianych na ciepło następuje szybsze nagrzewanie elementów silnika i oleju smarującego, co przyczynia się do zmniejszenia jego lepkości, a w efekcie może doprowadzić do występowania warunków tarcia granicznego pierścieni tłokowych.

## 5. Wnioski

Otrzymane wyniki pozwalają stwierdzić, że:

1. Wpływ zastosowania schodkowego profilu powierzchni nośnej



Fig. 7. The percentage difference of friction power for six variants of the piston bearing surface for the SI and CI engines

Rys. 7. Procentowa zmiana strat tarcia dla sześciu wariantów tłoków dla silnika ZI i ZS

speeds. This is a very important observation because when increasing the engine speed, due to the larger friction losses being converted to heat, the temperature of engine components and lubricating oil increases, contributing to reduction in its viscosity, which in turn may lead to the occurrence of boundary friction conditions in the piston rings.

## 5. Summary

The results allow to conclude that:

1. The influence of the step shaped piston bearing surface on friction losses is ambiguous. It can lead both to increase and reduction of friction losses depending on engine speed and the "H" shape.
2. The application of the step shaped piston bearing surface can lead to friction force reduction of about 5 % for the SI engine and 11% for the CI engine in the most advantageous combination of engine speed and "H" shape.
3. The "H" shape of piston bearing surface should be precisely determined to obtain the friction losses reduction.
4. In real conditions the step shaped profile on the piston bearing surface can be achieved by applying a graphite layer.
5. A layer of graphite is particularly desirable in the conditions of lack of a continuous oil film.
6. Replacement of the barrel microgeometry of piston bearing surface with the step shaped solution could reduce fuel consumption and emission of combustion engines.

łożka na straty tarcia nie jest jednoznaczny. Może prowadzić zarówno do wzrostu, jak i zmniejszenia strat tarcia, w zależności od przyjętej geometrii litery H i prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

2. Zastosowanie schodkowego profilu może prowadzić do redukcji strat tarcia, która w przeprowadzonych symulacjach dla silnika o zapłonie iskrowym wynosiła około 5%, a dla silnika o zapłonie samoczynnym około 11 %.
3. Kształt i wymiary schodkowego profilu muszą być dokładnie przeanalizowane, aby uzyskać pozytywny efekt jego zastosowania, w postaci redukcji strat tarcia.
4. W rzeczywistych warunkach schodkowy profil na powierzchni nośnej łożka można uzyskać przez nanoszenie warstw poślizgowych, np. wykonanych z grafitu.
5. Warstwa grafitu jest szczególnie pożądana w warunkach pojawienia się braku ciągłego filmu olejowego.
6. Zastąpienie baryłkowej mikrogeometrii powierzchni nośnej łożka powierzchnią schodkową może prowadzić do zmniejszenia zużycia paliwa, a także emisji toksycznych składników spalin silnika spalinowego.

## Bibliography/Literatura

- [1] Deuss T., Ehnis H., Rose R., K Künzel R. Reibleistungsmessungen am Befeuereten Dieselmotor –Einfluss von Kolbenschaftbeschichtungen MTZ 4/2011.
- [2] Fahr M., Hanke W., Klimesch CH., Rehl A. Reibungsreduzierung bei Kolbensystemen im Ottomotor, MTZ 07-08/2011.
- [3] Golloch R. Untersuchungen zur Tribologie eines Dieselmotors im Bereich Kolbenring/Zylinderlaufbuchse, VDI Verlag GmbH, Reihe 12, Nr. 473, Düsseldorf 2001.
- [4] Iskra A., Babiak M., Wróblewski E. Geometric shape of the support surface of the piston, Journal of KONES, section Vol. 22, No. 4, p. 95-101, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2015.
- [5] Iskra A., Babiak M., Wróblewski E. Charakterystyka strat tarcia aluminiowych i stalowych tłoków dla silnika o zapłonie samoczynnym samochodu osobowego, Combustion Engines, 162(3), p. 504-510, PTNSS, Bielsko-Biała 2015.
- [6] Iskra A., Krzymień P., Wróblewski E. Geometry of the improved layer over a piston skirt, Combustion Engines, 162(3), p. 192-196, PTNSS, Bielsko-Biała 2015.
- [7] Iskra A., Babiak M. Applying carbon nanotubes to reduce abrasive wear and friction in piston internal combustion engine groups. Eksploatacja i bezpieczeństwo pojazdów. Politechnika Krakowska, Kraków 2014. Kraków KONMOT 25-26.09.2014, s. 249-264.
- [8] Iskra A. Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995.
- [9] Mysłowski J. Doładowanie silników, WKiŁ, Warszawa 2006.

Maciej Babiak, DEng. – doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Dr inż. Maciej Babiak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [maciej.babiak@put.poznan.pl](mailto:maciej.babiak@put.poznan.pl)



Emil Wróblewski, MEng. – postgraduate in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Emil Wróblewski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [emil.z.wroblewski@doctorate.put.poznan.pl](mailto:emil.z.wroblewski@doctorate.put.poznan.pl)



Prof. Antoni Iskra, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Prof. dr hab. inż. Antoni Iskra – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [antoni.iskra@put.poznan.pl](mailto:antoni.iskra@put.poznan.pl)

