

## **ANALYSIS OF EFFECT OF PISTON - PISTON RING - CYLINDER LINER ASSEMBLY DEFORMATIONS ON THE COMPRESSION RING ANGULAR POSITION IN RELATION TO THE CYLINDER LINER**

**Mariusz Smoczyński**

tel.: +48 42 631-23-90,  
e-mail: msmoczyn@p.lodz.pl

**Jerzy Sygniewicz**

tel.: +48 42 631-23-99  
e-mail: jsygniew@p.lodz.pl  
Instytut Pojazdów Politechniki Łódzkiej  
ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź  
tel.: +48 42 631-23-93  
fax: +48 42 631-23-98  
e-mail: instpoj@p.lodz.pl

### **Abstract**

*This paper presents the model, results and analysis of numerical calculations of the compression ring sliding surface angular position in relation to the cylinder liner. Presented analysis and model takes into consideration the mechanical and heat loads and deformations of the piston - piston ring - cylinder liner assembly. The mechanical load and deformation were treated as variable in whole cylinder liner. The heat load and deformations were treated as constant. Movement of the piston with piston rings among deformed cylinder liner changes the compression ring angular position in relation to the cylinder liner in whole engine cycle. The results of calculations may be input data for calculations of oil film between compression ring and cylinder liner.*

## **ANALIZA WPŁYWU ODKSZTAŁCENÍ ZESPOŁU TŁOK - PIERŚCIENIE TŁOKOWE - TULEJA CYLINDROWA NA KĄTOWE POŁOŻENIE PIERŚCIENIA TŁOKOWEGO WZGLĘDEM TULEI CYLINDROWEJ**

### **Streszczenie**

*W artykule przedstawiono model obliczeniowy, wyniki obliczeń oraz analizę kąтового położenia uszczelniającego pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej, wynikającego z odkształceń mechanicznych oraz cieplnych elementów zespołu tłok - pierścienie tłokowe - tuleja cylindrowa. Odkształcenia mechaniczne zespołu potraktowano jako zmienne dla całego cyklu pracy silnika. Odkształcenia cieplne zespołu potraktowano jako stałe dla całego cyklu pracy silnika (przy założeniu ustalonych warunków jego pracy). Mimo stałości odkształceń cieplnych, ruch tłoka wraz z pierścieniami względem odkształconej cieplnie tulei cylindrowej powoduje zmianę kąтового położenia pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej. Uzyskane wyniki obliczeń mogą stanowić punkt wyjścia dla obliczeń filmu olejowego pomiędzy pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową w całym cyklu pracy silnika oraz dla optymalizacji zarysu pierścienia tłokowego.*

### **1. Wstęp**

Tłok wraz z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową stanowią jeden z podstawowych zespołów silnika. Złożoność warunków pracy zespołu wymusza często konieczność przyjmowania szeregu założeń upraszczających przy modelowaniu współpracy elementów tego zespołu. Przedstawiony w artykule model obliczeniowy jest kolejną próbą wyeliminowania części założeń upraszczających.

## **2. Zjawiska wpływające na położenie powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej**

Modelowaniem zjawisk zachodzących podczas współpracy pierścieni tłokowych z tuleją cylindrową zajmowali się między innymi Iskra [1] i Serdecki [2]. W pracach tych szczegółowo analizowano film olejowy powstający pomiędzy pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową. Tworzenie filmu ułatwia zbieżna szczelina oraz ruch względny rozpatrywanych elementów. W przypadku, gdy pomiędzy pierścieniem a tuleją cylindrową nie ma zbieżnej szczeliny, a prędkość unoszenia pierścienia w zwrotnych położeniach tłoka zmienia swój zwrot film olejowy może zostać utrzymany jedynie dzięki zjawisku wyciskania.

Kątowe położenie powierzchni ślizgowej pierścienia w stosunku do gładzi tulei cylindrowej zależy od szeregu czynników [1, 2], takich jak:

- odkształcenia mechaniczne elementów zespołu,
- odkształcenia cieplne elementów zespołu,
- profil powierzchni ślizgowej pierścienia.

W artykule tym omówiono wpływ odkształceń mechanicznych i cieplnych tłoka, pierścieni i tulei cylindrowej na kątowe położenie pierścieni względem tulei cylindrowej.

## **3. Odkształcenia mechaniczne elementów zespołu tłok - pierścienie tłokowe - tuleja cylindrowa**

Kątowe położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej zależy od szeregu zjawisk wynikających z obciążenia mechanicznego zespołu, takich jak:

- poprzeczne ruchy tłoka w tulei cylindrowej,
- ruchy i odkształcenia pierścienia w rowku pierścieniowym tłoka (w ramach jego luzu),
- odkształcenia półek tłoka oraz płaszcza tłoka,
- odkształcenia tulei cylindrowej.

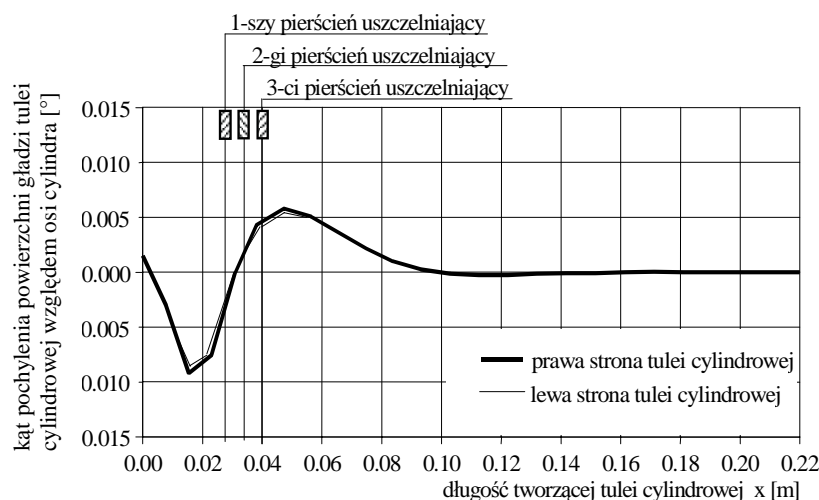
Podstawą do modelowania obciążeń i odkształceń mechanicznych stał się model uszczelnienia pierścieniowego tłoka w tulei cylindrowej zaproponowany przez Sygniewicza [6]. Uzyskane przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych stały się punktem wyjścia do obliczenia obciążeń mechanicznych zespołu [4]. Obliczono siły i ciśnienia obciążające zespół rowek pierścieniowy tłoka - pierścień - tuleja cylindrowa, dzięki czemu wyznaczono osiowe ruchy oraz odkształcenia pierścieni w rowkach pierścieniowych tłoka oraz odkształcenia półek tłoka [4]. Następnie określono kątowe położenie tłoka w tulei cylindrowej, wykorzystując uściślony model poprzecznych ruchów tłoka w tulei cylindrowej zaproponowany przez Smoczyńskiego i Sygniewicza [5]. Wpływ odkształceń mechanicznych pierścieni i tłoka wywołanych poprzecznym ruchem tłoka w tulei cylindrowej i ruchami pierścieni w rowkach pierścieniowych tłoka na kątowe położenie pierścieni względem tulei cylindrowej omówiono we wcześniejszych pracach [5]. Uzyskane wartości maksymalnych odkształceń przekroju pierścienia nie przekraczają 0,16-0,17 [°], a kątowe położenie tłoka wynikające z jego poprzecznych ruchów nie przekracza wartości 0,13 [°].

Znajomość przebiegu ciśnienia w komorze spalania i przestrzeniach międzypierścieniowych oraz wartości siły normalnej pomiędzy częścią nośną tłoka i gładzią tulei cylindrowej umożliwiła określenie obciążeń tulei cylindrowej. Odkształcenia mechaniczne tulei cylindrowej wyznaczono stosując metodę elementów skończonych. Wygenerowano model geometryczny tulei cylindrowej, a następnie dyskretyzowano jego objętość elementami przestrzennymi typu tetraedrycznego TETRA4. Są to przestrzenne czworościenne elementy bryłowe o 4-ech węzłach, a ich zaletą jest możliwość generowania

dowolnie złożonych kształtów konstrukcji trójwymiarowych oraz uzyskania przestrzennego stanu odkształceń i naprężeń. Są one stosowane do analizy modeli strukturalnych i termicznych. Otrzymany model dyskretny tulei cylindrowej składał się z 10603 elementów, a wygenerowana siatka miała 3603 węzły.

Uzyskane przemieszczenia węzłów siatki modelu dyskretnego tulei cylindrowej przeliczono na pochylenie powierzchni gładzi tulei cylindrowej względem osi, a charakterystyczne wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach 1 i 2.

Dla tłoka znajdującego się tuż poniżej GMP (rys.1) występuje maksymalna siła normalna pomiędzy tłokiem i tuleją cylindrową oraz jeszcze stosunkowo duże ciśnienie w cylindrze (około 75% ciśnienia maksymalnego). Ze względu na niewielkie przemieszczenie tłoka względem GMP, te duże obciążenia koncentrują się jednak w górnej części tulei cylindrowej. Niewielkie nadciśnienie panujące w skrzyni korbowej powoduje, że dolna część tulei cylindrowej jest praktycznie rzecz biorąc nieobciążona. Analizując przedstawione na rysunku 1 odkształcenia wywołane obciążeniami mechanicznymi można zauważyć, że ich obraz jest praktycznie rzecz biorąc jednakowy dla lewej i prawej strony tulei cylindrowej. Wskazuje to na decydujący wpływ ciśnienia gazów i minimalny wpływ sił normalnych działających pomiędzy tłokiem i tuleją cylindrową.



Rys. 1. Kąty pochylenia gładzi tulei cylindrowej względem osi cylindra wzdłuż tworzącej w płaszczyźnie prostopadłej do osi sworznia dla prędkości obrotowej 25 obr/s i kąta obrotu korby silnika 200 °OWK (20 °OWK po GMP)

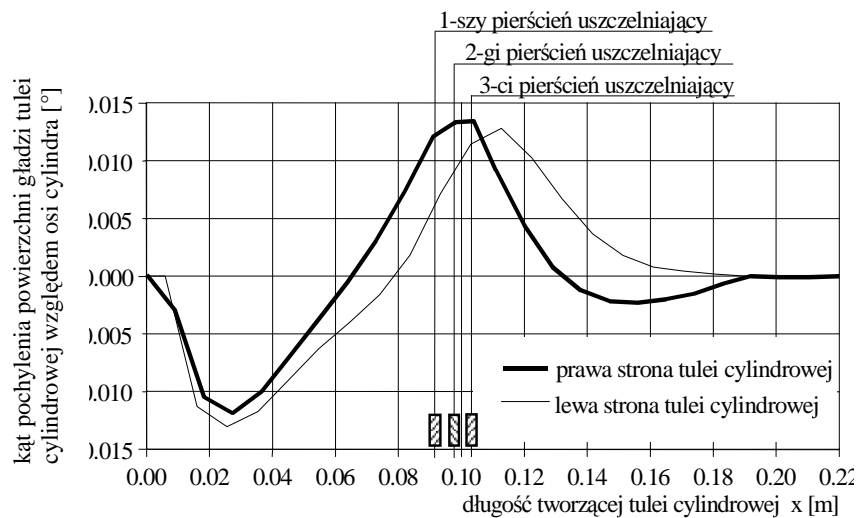
Fig. 1. Cylinder liner bearing surface angular position in relation to cylinder liner axis

Na rysunku 2 pokazano inny przypadek odkształcenia tulei cylindrowej, kiedy to tłok znajduje się w okolicach połowy suwu pracy. Można zauważyć różne odkształcenie lewej i prawej strony tulei cylindrowej wywołane siłą normalną działającą pomiędzy tłokiem a tuleją cylindrową, pomimo tego, że siła normalna jest już tu znacznie mniejsza. Takie zwiększenie odkształceń i asymetrii, mimo zmniejszenia obciążających sił i ciśnień można wytłumaczyć miejscem przyłożenia tych obciążeń. W pierwszym przypadku, kiedy tłok znajdował się w pobliżu GMP, duże siły i ciśnienia działają w okolicy górnego chwytu tulei cylindrowej, a więc w miejscu o dużej sztywności tulei. W drugim przypadku natomiast, kiedy tłok znajduje się w połowie suwu, znacznie mniejsza siła normalna jest przyłożona w połowie długości tulei cylindrowej, a więc w miejscu o małej sztywności, a mniejsze ciśnienia w cylindrze działają na znacznie większą powierzchnię gładzi tulei cylindrowej.

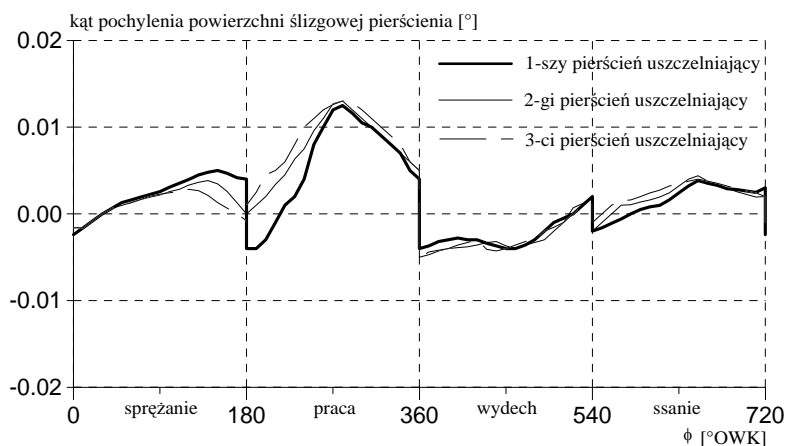
Obliczone w ten sposób kąty pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej, wynikające z odkształceń mechanicznych tulei cylindrowej dla

całego cyklu pracy silnika, zestawu czterech pierścieni i prędkości obrotowej 25 obr/s przedstawiono na rysunku 3 (przy założeniu dodatnich kątów dla zbieżnej szczeliny). Obliczone kąty pochylenia powierzchni gładzi tulei cylindrowej względem osi cylindra nie przekraczają wartości  $0,01 \pm 0,013$  [°], a więc są o rząd mniejsze od obliczonych wcześniej odkształceń pierścienia oraz pochyłeń tłoka w tulei cylindrowej.

Taką niewielką, zbieżną lub rozbieżną szczelinę, w odróżnieniu od poprzednio rozpatrywanych odkształceń, można zaobserwować dla całego cyklu pracy silnika. Największe różnice kątów pochylenia dla obu stron tulei cylindrowej występują dla drugiej połowy suwu pracy, kiedy to siła normalna pomiędzy tłokiem i tuleją cylindrową oddziałuje na tuleję cylindrową przy dużym przemieszczeniu tłoka względem GMP.

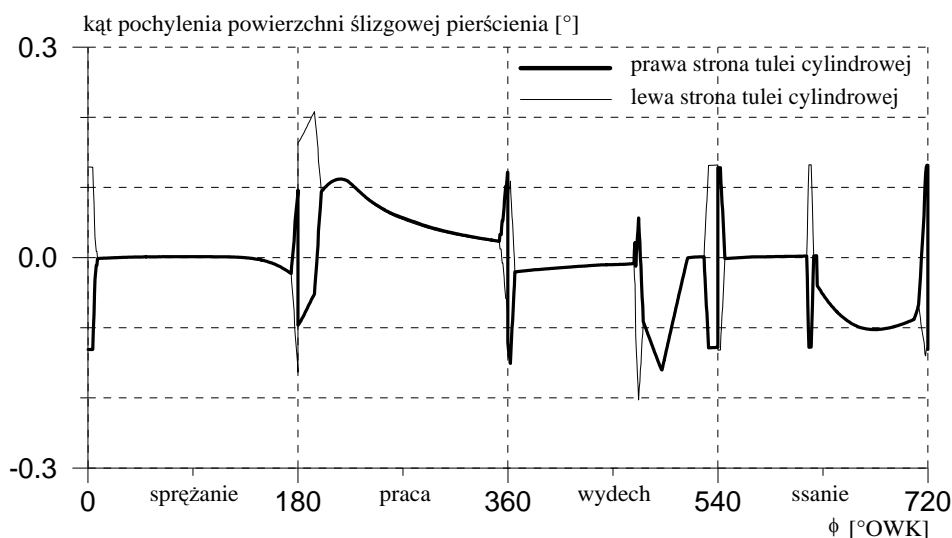


Rys. 2. Kąty pochylenia gładzi tulei cylindrowej względem osi cylindra wzdłuż tworzącej w płaszczyźnie prostopadłej do osi sworznia dla prędkości obrotowej 25 obr/s i kąta obrotu korby silnika  $270^\circ$  OWK  
 Fig. 2. Cylinder liner bearing surface angular position in relation to cylinder liner axis



Rys. 3. Kąty pochylenia powierzchni ślizgowych pierścieni tłokowych wywołane przez odkształcenia mechaniczne tulei cylindrowej, dla prawej strony tulei cylindrowej, prędkości obrotowej 25 obr/s i zestawu czterech pierścieni  
 Fig. 3. Compression rings angular position in relation to cylinder bearing surface for cylinder liner mechanical deformations, right side of cylinder liner, 4 rings set

Na rysunku 4 pokazano przykładowy przebieg kąta pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej wywołany obciążeniem mechanicznym dla całego cyklu pracy silnika (przy złożeniu dodatniego kąta pochylenia dla zbieżnej szczeliny).



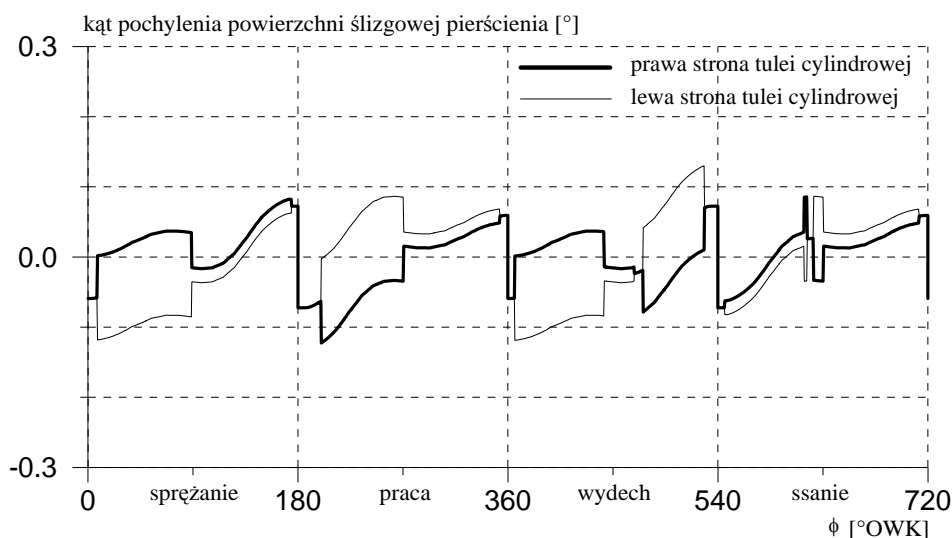
Rys. 4. Kąty pochylenia powierzchni ślizgowej 2-go pierścienia uszczelniającego wynikające z odkształceń mechanicznych elementów zespołu dla prędkości obrotowej 25 obr/s i zestawu czterech pierścieni  
 Fig. 4. Compression rings angular position in relation to cylinder bearing surface for assembly mechanical deformations, 2nd ring, 4 rings set

Analizując przedstawione na rysunku 4 przebieg można zauważyć znaczący wpływ omawianych pochyłeń i odkształceń dla 2-go pierścienia uszczelniającego, gdyż występują przez połowę cyklu pracy silnika. Dla pozostałych pierścieni, w szerokim zakresie kątów OWK przemieszczenia i odkształcenia nie powodują powstawania ani zbieżnej ani rozbieżnej szczeliny, choć zbieżność lub rozbieżność może osiągać chwilowo znaczące wartości jak np. dla 1-go pierścienia pomiędzy suwami sprężania i pracy - kąt pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej może sięgać wartości nawet  $0,26 \pm 0,28$  [°] dla lewej strony tulei cylindrowej. Można także zauważyć, że ekstremalnie duże pochylenia wywołane poprzecznymi ruchami tłoka oraz odkształceniami pierścieni występują na ogół w różnych chwilach cyklu pracy silnika. W tych krótkich przedziałach kątowych, kiedy mają miejsce zarówno duże pochylenia tłoka jak i duże odkształcenia pierścienia, kąty pochylenia wywołane przez te zjawiska mogą się dodawać lub odejmować (w zależności od rozpatrywanego miejsca na obwodzie pierścienia). Ma to miejsce w przypadku GMP pomiędzy suwami sprężania i pracy, kiedy to kąty wywołane przez oba zjawiska sumują się.

#### 4. Odkształcenia cieplne elementów zespołu tłok - pierścienie tłokowe - tuleja cylindrowa

Odkształcenia cieplne elementów zespołu tłok - pierścienie tłokowe - tuleja cylindrowa decydują także o kątowym położeniu powierzchni ślizgowej pierścienia tłokowego względem gładzi tulei cylindrowej. Ze względu dużą bezwładność cieplną ścian komory spalania, przepływ ciepła rozpatrywano przy ustalonych temperaturach ścian komory spalania. Sposób obliczeń szczegółowo omówiono poprzednio w pracy [4]. Mimo stałości obciążeń i odkształceń cieplnych poszczególnych elementów zespołu, ruch odkształconego cieplnie tłoka względem odkształconej cieplnie gładzi tulei cylindrowej powodował ciągłą zmianę kątowego położenia powierzchni ślizgowej pierścienia tłokowego względem gładzi tulei

cylindrowej. Przykładowy przebieg kąta pochylenia wynikającego z odkształceń cieplnych pokazano na rysunku 5.



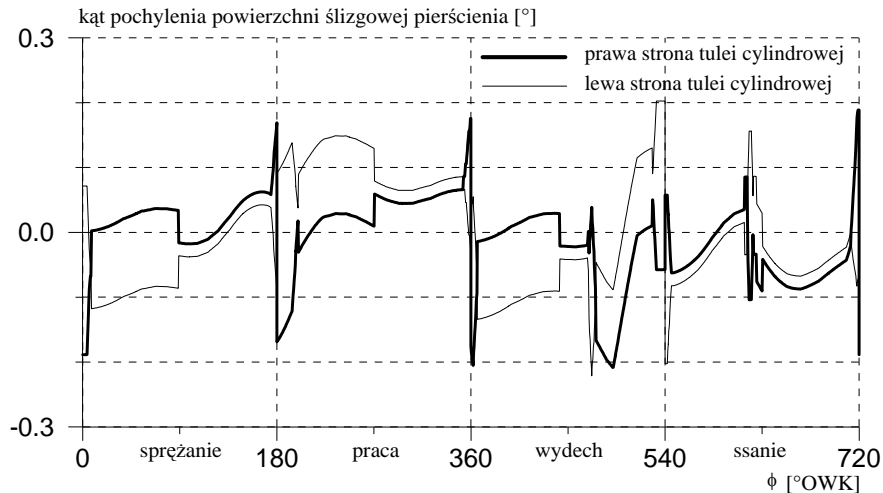
Rys. 5. Kąty pochylenia powierzchni ślizgowej 2-go pierścienia uszczelniającego wynikające z odkształceń cieplnych elementów zespołu dla prędkości obrotowej 25 obr/s i zestawu czterech pierścieni  
 Fig. 5. Compression rings angular position in relation to cylinder bearing surface for assembly heat deformations, 2nd ring, 4 rings set

Ekstremalne pochylenia wynikające z odkształceń cieplnych elementów zespołu osiągają wartości rzędu 0,13-0,14 [°] i są nieznacznie mniejsze od pochylenia wywoływanych przez obciążenia mechaniczne. Występują one jednak praktycznie rzecz biorąc w całym cyklu pracy silnika (w przeciwieństwie do odkształceń mechanicznych). Największy wpływ na kąt pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej mają odkształcenia cieplne tulei cylindrowej, mniejszy - odkształcenia cieplne tłoka, najmniejszy zaś odkształcenia cieplne pierścienia tłokowego.

### 5. Kąt pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia tłokowego względem gładzi tulei cylindrowej

Sumaryczne pochylenie powierzchni ślizgowej pierścienia tłokowego względem gładzi tulei cylindrowej wynika z superpozycji omówionych wcześniej odkształceń mechanicznych i cieplnych zespołu. Przykładowe przebiegi tego kąta pokazano na rysunku 6. Analizując przebieg można zauważyć, że odkształcenia mechaniczne powodują powstawanie znacznie większych kątów pochylenia, natomiast odkształcenia cieplne powodują powstawanie zbieżnej lub rozbieżnej szczeliny w znacznie szerszym zakresie kątów OWK. Można zauważyć także, że odkształcenia cieplne dla niektórych zakresów kąta OWK równoważą odkształcenia mechaniczne, tak, że ekstremalne wartości kątów pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia osiągają mniejsze wartości. W tabeli 1 zestawiono przykładowo ekstremalne kąty pochylenia dla 2-go pierścienia uszczelniającego. Wyznaczone maksymalne pochylenia pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej mogą stać się podstawą do takiego zaprojektowania zarysu powierzchni ślizgowej uszczelniającego pierścienia tłokowego, aby w całym cyklu pracy silnika i na całym obwodzie tłoka istniała zawsze zbieżna, a więc ułatwiająca tworzenie filmu olejowego szczelina. Odpowiednio zaprojektowany zarys powierzchni ślizgowej pierścienia powinien niwelować powstającą rozbieżną szczelinę. Aby to zrealizować należy zastosować dwustronny, stożkowy lub baryłkowy, zarys powierzchni ślizgowej pierścienia. Górna (skierowana ku GMP) część zarysu będzie niwelować rozbieżną szczelinę w przypadku ruchu

tłoka z pierścieniami w kierunku GMP (czyli podczas suwów sprężania i wydechu), dolna (skierowana ku DMP) - w przypadku ruchu tłoka w kierunku DMP (czyli podczas suwów pracy i ssania). Proponowany zarys powierzchni ślizgowej pierścieni przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 6. Kąty pochylenia powierzchni ślizgowej 2-go pierścienia uszczelniającego dla prędkości obrotowej 25 obr/s i zestawu czterech pierścieni

Fig. 6. Compression ring angular position in relation to cylinder bearing surface, 2nd ring, 4 rings set

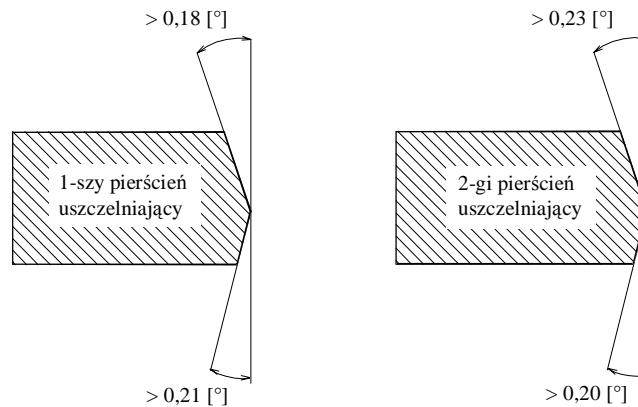
Tab. 1. Wartości ekstremalnych kątów pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem tulei cylindrowej dla 2-go pierścienia uszczelniającego z zestawu czterech pierścieni

Tab. 1. Extreme values of compression ring angular position in relation to cylinder bearing surface, 2nd ring, 4 rings set

Miejsce na obwodzie tłoka	Kąt pochylenia powierzchni ślizgowej 2-go pierścienia (z zestawu 4-rech pierścieni) względem gładzi tulei cylindrowej [°]					
	lewa strona tulei cyl.		prawa strona tulei cyl.		cały obwód	
Maksymalna szczelina	rozbieżna	zbieżna	rozbieżna	zbieżna	rozbieżna	zbieżna
ruch ku GMP (sprężanie lub wydech)	<b>-0,23</b>	0,21	<b>-0,21</b>	0,17	<b>-0,23</b>	0,21
ruch ku DMP (praca lub ssanie)	<b>-0,20</b>	0,17	<b>-0,16</b>	0,19	<b>-0,20</b>	0,19

## 6. Podsumowanie

Przedstawiony model umożliwia określenie kąтового położenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej wynikającego z odkształceń mechanicznych oraz cieplnych tłoka, pierścieni tłokowych i tulei cylindrowej dla całego cyklu pracy silnika. Tak obliczone położenia kątowe pierścienia względem tulei cylindrowej pozwolą na precyzyjne obliczenie rozkładu ciśnienia oraz strat tarcia w filmie olejowym pomiędzy pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową. Ostatecznym rezultatem przeprowadzonych obliczeń jest zaproponowanie takiego kształtu powierzchni ślizgowej pierścienia tłokowego, aby w całym cyklu pracy silnika szczelina pomiędzy tą powierzchnią a powierzchnią tulei cylindrowej była zbieżna, a więc zapewniała dobre warunki smarowania, a tym samym zmniejszenie strat tarcia.



Rys. 7. Zarys powierzchni ślizgowej 1-go i 2-go pierścienia uszczelniającego z zestawu czterech pierścieni zapewniający zbieżną szczelinę w całym cyklu pracy silnika i na całym obwodzie tłoka  
 Fig. 7. The outline of the 1 and 2 sliding face seal up piston ring from the set of four piston rings assuring the convergent crevice in the all working cycle of the engine and on the all piston periphery

## Literatura

- [1] Iskra A., Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1996.
- [2] Serdecki W., Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [3] Smoczyński M., Sygniewicz J., Analiza wpływu obciążeń mechanicznych na kątowne położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej, Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie, Kraków 1998, str 133-145, 1998.
- [4] Smoczyński M., Sygniewicz J., Analiza wpływu odkształceń cieplnych na kątowne położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowych, Journal of KONES 1999, Vol. 6, No 3-4, str 279-286, 1999.
- [5] Smoczyński M., Sygniewicz J., Model poprzecznych ruchów tłoka w tulei cylindrowej, Silniki spalinowe t.2, z.6-M/2004, KONMOT-AUTOPROGRESS 2004, Kraków 2004.
- [6] Sygniewicz J., Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową. Wyd. Politechniki Łódzkiej, Zeszyty naukowe nr 615, Łódź 1991.