

NAUKI TECHNICZNE

Karol Franciszek ABRAMEK*

OKREŚLENIE WPLYWU NIESZCZELNOŚCI PRZEKROJU TŁOK-PIERŚCIEŃ-CYLINDER NA WIELKOŚĆ STRAT ŁADUNKU

W referacie przedstawiono modelowanie zmian szczeliny przekroju występującego pomiędzy tłokiem, pierścieniami i tuleją cylindrową, która wpływa na intensywność zjawiska przedmuchów gazów do skrzyni korbowej tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Zmiana szczeliny, przez którą przedostaje się część czynnika, spowodowana jest wzajemnymi ruchami tłoka i pierścieni zarówno względem siebie, jak i względem gładzi cylindra.

Słowa kluczowe: tłok, pierścienie, silnik spalinowy, szczelność, przedmuchy gazów

WSTĘP

Zjawisko przedmuchów należy zdefiniować jako objętość gazów przenikających podczas pracy silnika z przestrzeni roboczej do skrzyni korbowej przez nieszczelności pomiędzy tłokiem, pierścieniami i tuleją cylindrową oraz pomiędzy trzonkami i prowadnicami zaworów w jednostce czasu.

Wartość natężenia przedmuchów gazów do skrzyni korbowej zależy od konstrukcji i geometrii wszystkich elementów wchodzących w skład układu tłok-pierścienie-cylinder (TPC), a także od prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika. Wzrost prędkości obrotowej powoduje wzrost prędkości liniowej tłoka, a tym samym zmniejsza się długość czasu panowania różnicy ciśnień nad i pod pierścieniami, co wpływa na zmniejszenie procentowego ubytku ładunku z cylindra na skutek nieszczelności pierścieni.

* dr inż. Karol Franciszek ABRAMEK – Wydział Transportu Wyższej Szkoły Techniczno-Ekonomicznej w Szczecinie

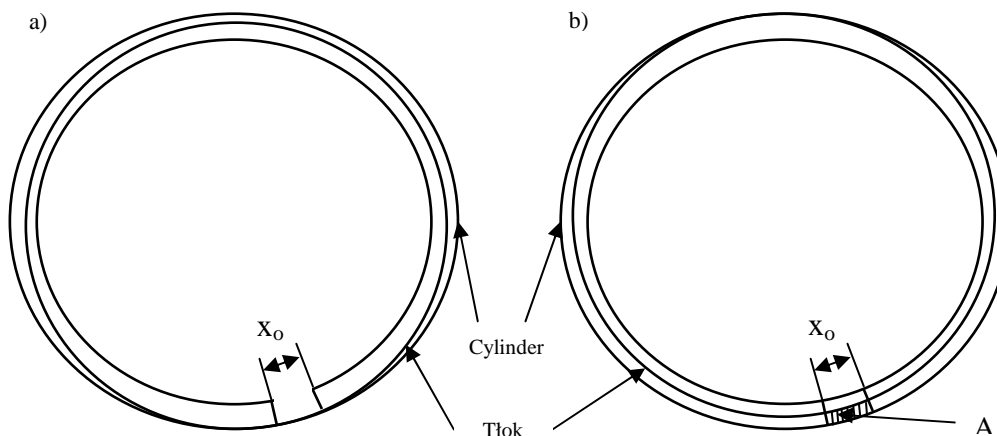
W wyniku pracy i zmiennych obciążeń tłok oraz pierścienie tłokowe zmieniają wzajemne położenia względem siebie w obrębie tulei cylindrowej. Powoduje to zmiany przejściowego pola przekroju układu TPC, przez który przedostają się przedmuchiwane gazy do skrzyni korbowej silnika. Duży wpływ na zmianę przejściowego pola przekroju układu TPC ma także zużycie w tym układzie, zarówno tulei cylindrowej, jak i tłoka oraz pierścieni tłokowych. Jednakże w tym referacie nie analizowano wpływu zużycia w układzie TPC na zjawisko przedmuchów gazów, a jedynie wpływ wzajemnych położenia tłoka i pierścieni tłokowych. Jednakże należy pamiętać, że na zjawisko przedmuchów wpływa bardzo wiele parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych silnika [2, 5]. Zaliczyć do nich można np. liczbę pierścieni, kształt zamka pierścienia, luz w zamku pierścienia, rozkład nacisków jednostkowych pierścienia, wysokość osiową pierścienia, ukształtowanie krawędzi pierścienia, kształt przekroju pierścienia, odległość pierścienia od denka tłoka, luz części pierścieniowej tłoka, dokładność wykonania pierścienia oraz rowka pierścieniowego, luz osiowy pierścienia w rowku, luz części prowadzącej tłoka, skok tłoka, średnica cylindra, dokładność wykonania cylindra, odchylenia od kształtu walcowego cylindra, gładkość cylindra, liczbę cylindrów, stopień sprężania. Należy zwrócić uwagę, że obok parametrów konstrukcyjnych silnika na zjawisko przedmuchów gazów wpływ mają także parametry eksploatacyjne, takie jak prędkość obrotowa wału korbowego silnika, temperatura oleju smarującego, czynnika chłodzącego i elementów układu TPC, obciążenie silnika, zużycie w grupie TPC, przebieg ciśnienia w przestrzeni roboczej, rodzaj oleju smarującego, grubość filmu olejowego, powstawanie nagaru, masa pierścienia, zjawisko trzepotania i drgań pierścieni [1, 3, 7, 9, 11, 13]. Na przedmuchi gazów do skrzyni korbowej wpływa także zjawisko powstawania i kształtowania filmu olejowego [10, 12].

1. MODELOWANIE WZAJEMNYCH POŁOŻEŃ TŁOKA I PIERŚCIENI

Ze względu na luz części prowadzącej tłoka i odkształcenia (zarówno tłoka, jak i tulei cylindrowej) oraz ze względu na zmienność działających sił, tłok może przylegać jedną lub drugą stroną do tulei cylindrowej, może także przyjmować położenia skośne. Tłok w jednym cyklu pracy silnika może sześciokrotnie zmieniać swoje położenie względem tulei [6]. Stąd przy modelowaniu zjawiska ruchów tłoka i pierścieni starano się uwzględnić owe wzajemne przemieszczenia. Na rysunku 1 przedstawiono wpływ ruchów tłoka na zmianę przekroju zamka pierścienia, przez który mogą przedostawać się gazy do skrzyni korbowej silnika. W modelu przyjęto, iż w chwili ułożenia tłoka w pozycji przedstawionej na rysunku 1a, tzn. gdy tłok jedną stroną dotyka do gładzi cylindra, a zamek pierścienia uszczelniającego znajduje się w miejscu przylegania tłoka, wtedy nie występuje przedmuch gazów przez zamek pierścienia. Natomiast maksymalne przedmuchi przez przekrój zamka pierścienia występują, gdy pierścień przesunięty jest o kąt 180° od miejsca przylegania tłoka do gładzi cylindra, co przedstawiono na rysunku 1b. Oczywiście należy także pamiętać o pośrednich wzajemnych położeniach pierścienia i tłoka.

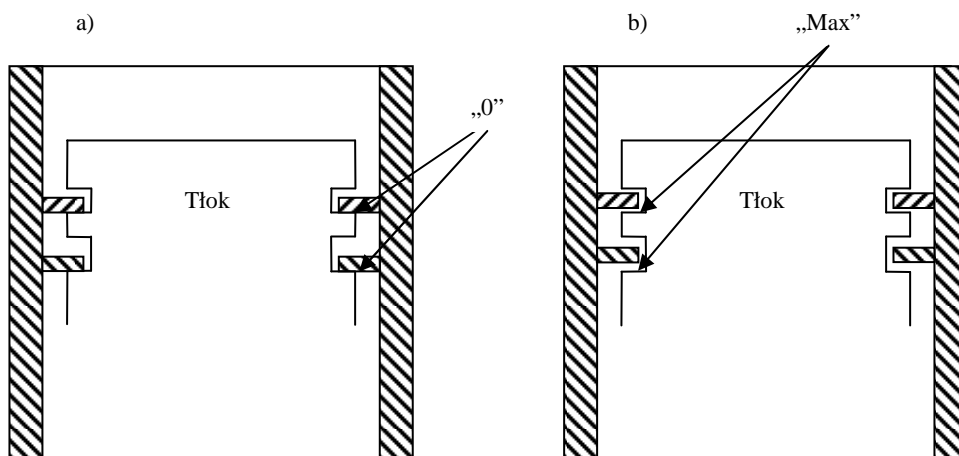
Na rysunku 2 przedstawiono ruchy pierścienia w odniesieniu do tłoka. Jeżeli pierścień przylega do dolnej lub górnej powierzchni rowka tłokowego, wtedy nie ma swobodnej szczeliny pomiędzy pierścieniem a tłokiem i nie występuje zjawisko przedmuchów gazów, pomiędzy pierścieniem a rowkiem tłoka, co przedstawiono na rysunku 2a. Natomiast na rysunku 2b przedstawiono sytuację, kiedy pierścień znajduje

się dokładnie w połowie wysokości rowka pierścieniowego. Wtedy występuje maksymalna szczelina pomiędzy pierścieniem, a powierzchnią rowka tłoka. Maksymalne zjawisko natężenia przedmuchów występuje, gdy oba pierścienie uszczelniające (pierwszy pierścień w pierwszym rowku oraz drugi pierścień w drugim rowku) ułożone są w połowie wysokości rowka. Wszelkie inne wzajemne ułożenia powodują ograniczanie szczeliny, przez którą mogą przedostawać się gazy. Przedmuchy nie występują (pomiędzy pierścieniem, a powierzchnią rowka tłoka), gdy co najmniej jeden z pierścieni dotyka do powierzchni rowka (pierwszy lub drugi pierścień dotyka do powierzchni rowka).



Rys. 1. Widok wpływu wzajemnego położenia tłoka i pierścienia w kierunku promieniowym na zmianę szczeliny zamka; a) – zamek pierścienia znajduje się w miejscu przylegania tłoka do gładzi cylindra, b) – zamek pierścienia przesunięty o kąt 180° od miejsca przylegania tłoka do gładzi cylindra, X_o – szerokość zamka pierścienia

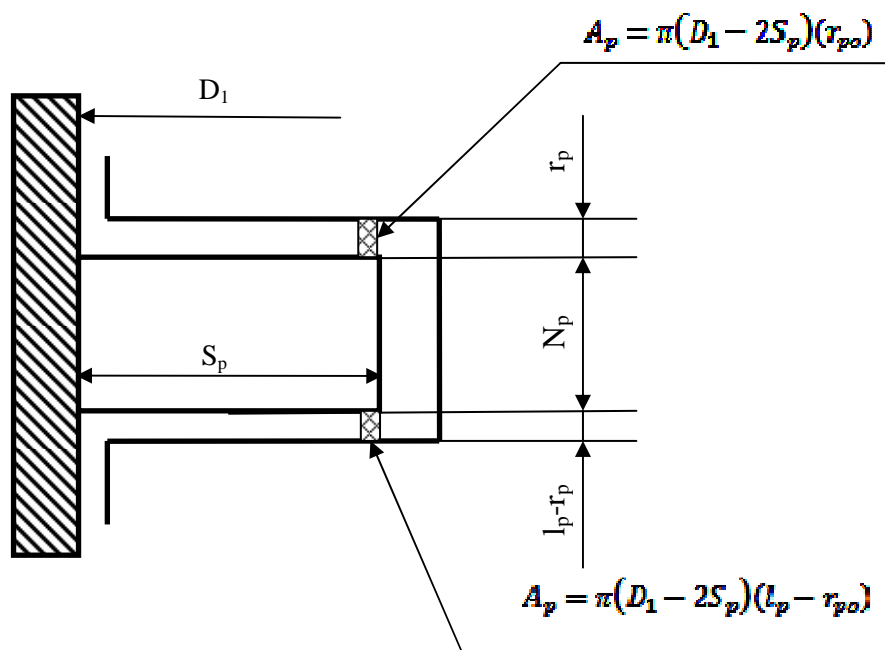
Źródło: Opracowanie własne



Rys. 2. Model ruchów pierścienia w kierunku osiowym wpływający na zmianę szczeliny pomiędzy rowkami tłoka a pierścieniami uszczelniającymi; a – brak szczeliny, b – szczelina maksymalna

Źródło: Opracowanie własne

W modelu założono także, że gaz może przepływać przez zamek oraz pomiędzy pierścieniem, a rowkiem w momencie, gdy pierścień nie styka się z półką (rys. 3). W rzeczywistości przepływ może występować przez nieszczelności pomiędzy pierścieniem, a gładzią cylindrową na skutek jej nadmiernej owalizacji lub „zerwania” filmu olejowego. Ze względu na zestawienie w jednym pakiecie pierścieni o niewłaściwie dobranych parametrach może nastąpić tak znaczne obniżenie grubości filmu olejowego, że dojdzie do przerwania jego ciągłości [12, 13]. Strata ładunku pomiędzy pierścieniem, a gładzią cylindrową może występować w rzeczywistych warunkach w momencie chwilowego oderwania pierścienia od cylindra w wyniku niedostatecznej sprężystości własnej pierścienia lub w czasie zmiany poprzecznego położenia tłoka w cylindrze, a także w wyniku promieniowych drgań pierścienia [2, 4].



Rys. 3. Model zmian szczeliny pomiędzy pierścieniem a półkami rowków pierścieniowych, A_p – pole szczeliny pomiędzy pierścieniem a rowkiem pierścieniowym, D_1 – średnica cylindra po określonym okresie eksploatacji, S_p – szerokość pierścienia (w kierunku promieniowym), l_p – wartość luzu pierścienia w rowku pierścieniowym, r_{po} – przemieszczenia pierścienia w kierunku osiowym

Źródło: Opracowanie własne

Wartość szczeliny A_p (przedstawionej na rys. 3) pomiędzy pierścieniem, a rowkiem pierścieniowym wynosi od 0 do $0,5 \cdot \pi l_p (D_1 - 2S_p)$ (oznaczenia jak na rys. 3).

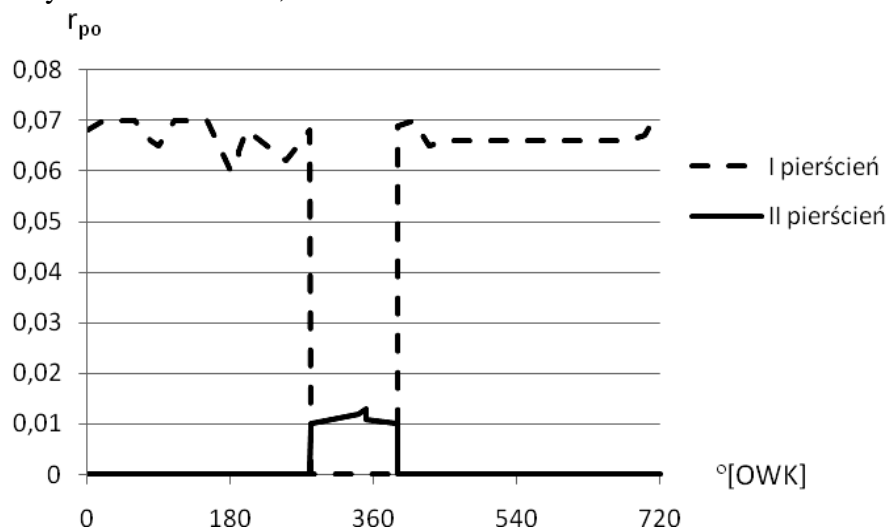
Z wyników badań [14] dotyczących przemieszczeń i kątowych pochyłeń tłoka wywnioskować można, że znaczną część cyklu pracy silnika tłok dolega swoją częścią prowadzącą do tulei cylindrowej i nie przyjmuje położenia skośnych. W takich położeniach i w tym zakresie kątów obrotu wału korbowego położenie tłoka nie wpływa na powstawanie szczeliny (zbieżnej lub rozbieżnej). Autor [14] analizował wpływ odkształceń cieplnych na kątowe położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej. Obliczenia położenia pierścieni dokonał dla ustalonych parametrów

pracy silnika, gdzie warunki wymiany ciepła okresowo powtarzają się. Założono, że ze względu na duże prędkości obrotowe oraz bezwładność cieplną ścian komory spalania głębokość wnikania okresowych zmian temperatury jest niewielka, a przepływ ciepła można rozpatrywać przy ustalonych temperaturach ścian komory spalania.

Kąt pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia zależy przede wszystkim od kinematyki sprzęgu korbowego, położenia pierścienia względem tłoka, położenia tłoka względem tulei cylindrowej, a także od odkształceń mechanicznych i cieplnych pierścienia. Według literatury [14] kąty pochylenia pierścienia uszczelniającego, wynikające z odkształceń cieplnych tulei cylindrowej wynosiły maksymalnie $0,09^\circ$ i były znacznie większe w stosunku do kątów pochylenia wynikających z odkształceń mechanicznych tulei cylindrowej (maksymalnie $0,013^\circ$). Natomiast kąty pochylenia powierzchni ślizgowej pierścienia względem osi tłoka wynikające z odkształceń cieplnych pierścienia tłokowego zawierały się w granicach od $0,01^\circ$ do $0,04^\circ$. Stąd wywnioskować można, że kąty pochylenia pierścienia wywołane odkształceniami cieplnymi tulei cylindrowej są większe od kątów pochylenia wynikających z odkształceń cieplnych pierścienia tłokowego.

2. WYNIKI OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

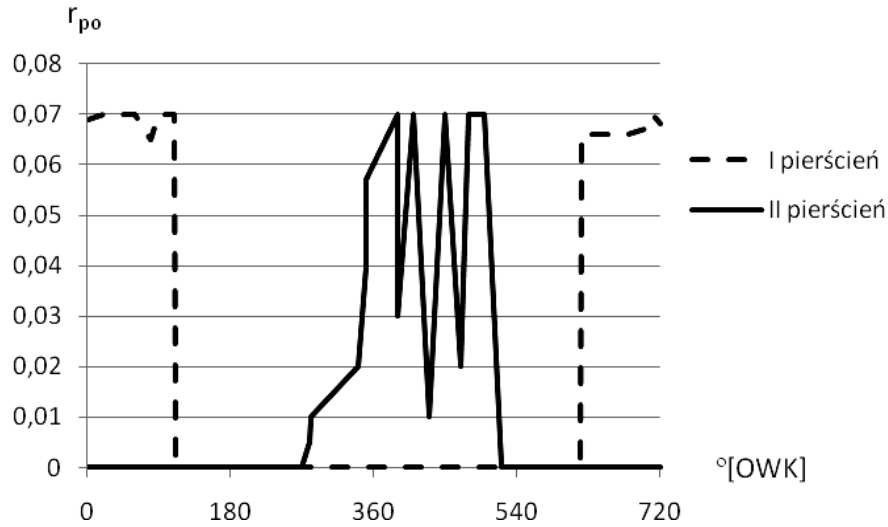
Badanym obiektem był jednocylindrowy silnik SB-3.1 o zapłonie samoczynnym. Badania symulacyjne przeprowadzono dla kilku punktów pracy silnika przy ustalonych warunkach: pełne obciążenie silnika, a prędkość obrotowa wału korbowego wynosiła: 700 min^{-1} , 1500 min^{-1} i 2000 min^{-1} .



Rys. 4. Osiowe położenia pierścieni uszczelniających w rowkach tłoka dla prędkości obrotowej wału $n = 700 \text{ min}^{-1}$

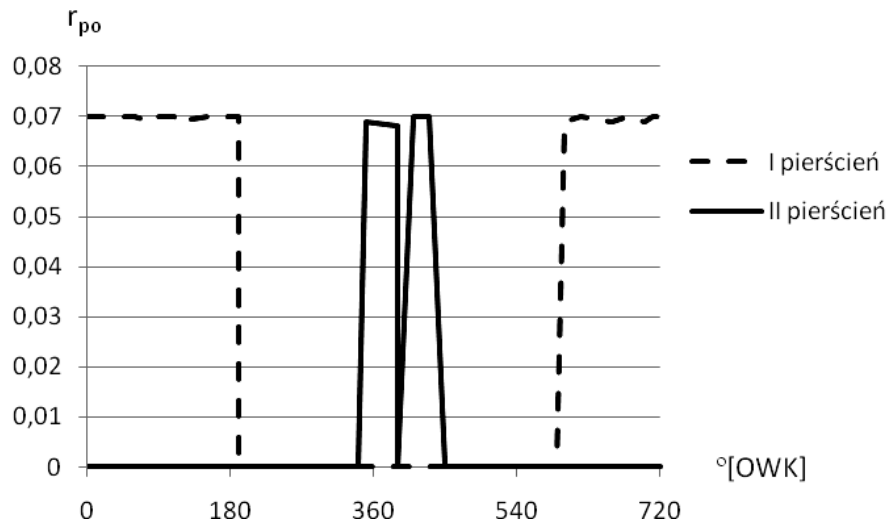
Źródło: Opracowanie własne

Prędkości te wybrano ze względu na ich „charakterystyczny” charakter zachowania się zjawiska strat ładunku. Prędkość 700 min^{-1} jest nieznacznie podwyższona w stosunku do biegu jałowego silnika, prędkość 1500 min^{-1} , dla której wartość natężenia przedmuchów osiąga ekstremum maksimum przedmuchów oraz prędkość 2000 min^{-1} , kiedy ekstremum przedmuchów już nie występuje. Na rysunkach od 4 do 6 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych.



Rys. 5. Osiowe położenia pierścieni uszczelniających w rowkach tłoka dla prędkości obrotowej wału $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Źródło: Opracowanie własne



Rys. 6. Osiowe położenia pierścieni uszczelniających w rowkach tłoka dla prędkości obrotowej wału $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Źródło: Opracowanie własne

WNIOSKI

Analizując otrzymane wyniki badań symulacyjnych, zauważyć można, że dla prędkości nieznacznie większej od biegu jałowego ($n = 700 \text{ min}^{-1}$) pierwszy pierścień uszczelniający jest przemieszczony dla szerokiego zakresu prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Zjawisko to sprzyja wzrostowi ciśnienia w przestrzeni pomiędzy pierwszym, a drugim pierścieniem, co powoduje dociśnięcie drugiego pierścienia do rowka pierścieniowego (w zakresie prędkości obrotowej wału, kiedy pierwszy pierścień jest oderwany od krawędzi rowka). W tak rozpatrywanym przypadku drugi pierścień

uszczelniający spełnia w większym stopniu funkcję uszczelniającą niż pierwszy pierścień.

Natomiast dla prędkości $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ występuje wzmożone zjawisko przedmuchiwań gazów do skrzyni korbowej. Jak wykazują badania symulacyjne, pierwszy pierścień przylega do rowka pierścieniowego w szerokim zakresie prędkości obrotowej wału. Natomiast drugi pierścień uszczelniający wykazuje tendencję do zmian położenia w kierunku osiowym od dolnej do górnej krawędzi rowka. Świadczyć to może o tendencji występowania zjawiska drgań drugiego pierścienia. W zasadzie ograniczone są wtedy funkcje uszczelniające pierścienia i nie spełnia on swoich zamierzonych konstrukcyjnie zadań. Stąd wzmożony przedmuch gazów do skrzyni korbowej.

Trzeci rozpatrywany przypadek dotyczy prędkości $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, gdy ekstremum maksimum przedmuchiwań nie występuje. Drugi pierścień uszczelniający spełnia swoje funkcje uszczelniające poza dwoma przypadkami przemieszczeń w kierunku osiowym. Natomiast pierwszy pierścień uszczelniający w zakresie od 190° do 600° obrotów wału korbowego silnika spełnia swoje funkcje uszczelniające.

LITERATURA

- [1] Abramek K. F., Uzdowski M., *Pojazdy samochodowe. Podstawy obsługi i napraw*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009.
- [2] Abramek, K. F., *Effect of phenomenon of piston sealing rings vibrations on tightness of PRC unit*, [in:] "Journal of Polish CIMAC", Vol. 2, No 1. pp. 9-13, 2007.
- [3] Iskra A., *Parametry filmu olejowego w węzłach mechanizmu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [4] Iskra A., *Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1996.
- [5] Kaźmierczak A., *Tarcie i zużycie zespołu tłok-pierścienie-cylinder*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2005.
- [6] Kozaczewski W., *Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [7] Merkiś J., Tomaszewski F., Ignatow O., *Trwałość i diagnostyka węzła tłokowego silnika spalinowego. Wybrane zagadnienia*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995.
- [8] Mysłowski J., Mysłowski J., *Tendencje rozwojowe silników spalinowych o zapłonie samoczynnym*, Wydawnictwo Autobusy, Radom 2006.
- [9] Niewczas A., *Trwałość zespołu tłok-pierścienie-cylinder silnika spalinowego*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1998.
- [10] Niewczas A., *Modelowanie zużycia i ocena niezawodności silników spalinowych*, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 1998.
- [11] Niewczas A., Koszałka G., *Niezawodność silników spalinowych – wybrane zagadnienia*, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2003.

- [12] Serdecki W., *Wpływ pierścieni uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1990.
- [13] Serdecki W., *Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [14] Sygniewicz J., *Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, [w:] „Zeszyty Naukowe”, nr 615, Łódź 1991.

DETERMINING INFLUENCE OF PISTON-RING-CYLINDER PROFILE ON BLOW-BY

Summary

This paper presents the modelling of changes of the slot between a cross-section of the piston, the rings and cylinder liners, which affects the intensity of the phenomenon of blow-by into the crankcase piston engine ignition. Changing the slot through which a part of the factor passes is caused by the reciprocal motion of the piston and rings, both against each other as well as against the cylinder strokes.

Key words: *piston, rings, internal combustion engine, tightness, blow-by*

Artykuł recenzował: prof. dr hab. inż. Andrzej NIEWCZAS