

WYKORZYSTANIE MODELU SZCZELNOŚCI UKŁADU TPC DO OCENY EKSPLOATACYJNYCH ZMIAN NATĘŻENIA PRZEDMUCHÓW SPALIN DO SKRZYNI KORBOWEJ

APPLICATION OF THE PISTON-RINGS-CYLINDER KIT MODEL IN THE EVALUATION OF OPERATIONAL CHANGES IN BLOWBY FLOW RATE

W pracy dokonano oceny możliwości wykorzystania analitycznego modelu szczelności układu tłok-pierścienie-cylinder (TPC) do przewidywania eksploatacyjnych zmian stanu technicznego samochodowego silnika spalinowego. Oceny tej dokonano porównując wyniki badań symulacyjnych modelu TPC z wynikami badań przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych. Na podstawie długotrwałych badań eksploatacyjnych wyznaczono przebieg zużycia tulei cylindrowej oraz zmiany natężenia przedmuchi spalin do skrzyni korbowej samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym. Następnie przy użyciu opracowanego modelu TPC, pozwalającego uwzględnić wpływ zużycia, obliczono natężenia przedmuchi spalin dla wartości zużycia odpowiadających różnym przebiegom samochodu. Wyniki porównania wartości obliczonych ze zmierzonymi pozwalają stwierdzić, że opracowany model uszczelnienia TPC może być wykorzystany do przewidywania zmian natężenia przedmuchi spalin spowodowanych eksploatacyjnym zużyciem silnika.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, zużycie, przedmuchi spalin, cylinder, pierścień, model analityczny.

The study provides an evaluation of possible applications of the analytical model of the piston-rings-cylinder kit for prediction of the operational changes in the technical condition of a motor-vehicle internal combustion engine. This evaluation was based on a comparison of the results of piston-rings-cylinder kit model simulation and the results of real object testing. Based on long-term operational tests, cylinder liner wear profiles were determined along with blowby flow rates for compression ignition engines. Then, using the developed piston-rings-cylinder model, which takes into consideration the impact of the wear, the blowby flow rates were calculated for wear values corresponding to different kilometrage. The results of the comparison of values calculated with the values measured suggest that the developed piston-rings-cylinder kit model may be used for prediction of blowby flow rate changes due to engine wear.

Keywords: internal combustion engine, wear, blowby, cylinder, ring, analytical model.

1. Wprowadzenie

Obecnie stosowane modele opisujące zmiany parametrów stanu technicznego układu tłok-pierścienie-cylinder silnika spalinowego w czasie eksploatacji są najczęściej modelami empirycznymi, opracowywanymi na podstawie badań eksploatacyjnych. Wadą tych modeli jest to, że dostarczają one wiedzy jedynie ilościowej, gdyż silnik traktowany jest w nich jak „czarna skrzynka” [11, 13].

Niekiedy równocześnie z pomiarami parametrów stanu technicznego układu TPC prowadzi się także pomiary zużycia jego elementów. Wyniki takich badań pozwalają już analizować zależności pomiędzy zużyciem elementów a stopniem degradacji technicznej całego układu. Jednak związki przyczynowo-skutkowe jakie mogą tu występować są skomplikowane, a ponadto wyniki obserwacji obciążone są wpływem losowych zakłóceń zewnętrznych [11, 12]. Biorąc powyższe pod uwagę oraz fakt, że obserwowane w eksploatacji zmiany stanu są następstwem zmian wielu parametrów struktury, badania takie nie pozwalają wyznaczyć wpływu poszczególnych parametrów struktury na parametry stanu.

Duże możliwości rozwoju metod badawczych w tym zakresie mogłoby przynieść zastosowanie modeli analitycznych, opisujących związki przyczynowo-skutkowe pomiędzy zużyciowymi zmianami w geometrii elementów, a przepływem gazu i oleju przez uszczelnienie TPC. Obecnie modele analityczne są już z powodzeniem wykorzystywane w pracach

1. Introduction

The currently used models describing changes in the parameters of the technical condition of a piston-rings-cylinder assembly in an operating internal combustion engine are most frequently empirical models based on operational tests. A disadvantage of these models is the fact that they provide quantitative knowledge only, since they consider the engine to be the equivalent of a “black box” [11, 13].

Sometimes, the measurement of the technical state parameters of a piston-rings-cylinder assembly coincides with the measurement of wear of the components. The results of such tests make it possible to analyse the relationship between the wear of the components and the degree of technical degradation of the entire assembly. However, the potential cause-and-effect relationships are complicated and, in addition, the results of the observation are burdened with the impact of random external disturbances [11, 12]. Considering the aforementioned and the fact that the operational changes in technical state are the consequences of changes in multiple structure parameters, such tests do not allow evaluating of the impact of the individual structure parameters on state parameters.

The application of analytical models describing cause-and-effect relationships between wear changes in the geometry of the components and the volume of gas and oil flowing through the piston-rings-cylinder kit could offer large potential to the development of research methods in this area. Currently,

konstrukcyjnych [4, 14, 16, 19], natomiast nie były dotychczas wykorzystywane w badaniach eksploatacyjnych. Potencjalnie modele analityczne pozwoliłyby analizować wpływ zużycia poszczególnych elementów oraz innych czynników, takich jak ilość osadów, na działanie uszczelnienia TPC. Tym samym pozwoliłyby na prognozowanie trwałości silnika oraz na kształtowanie niezawodności na etapie konstruowania w sensie doboru materiałów i właściwości elementów pod kątem uzyskania najmniej szkodliwych profili zużycia, z punktu widzenia szczelności układu TPC.

Opracowany przez autora analityczny model uszczelnienia TPC [5] i jego aplikacja komputerowa zostały zweryfikowane w warunkach laboratoryjnych [7], w których oceniono odpowiedź modelu na zmianę pojedynczego parametru struktury, przy niezmiennych pozostałych wielkościach wejściowych. Badania takie przeprowadzono dla luzu osiowego pierwszego pierścienia uszczelniającego w rowku oraz luzu promieniowego drugiego pierścienia uszczelniającego.

Podczas eksploatacji silnika równoczesnej zmianie ulega wiele parametrów charakteryzujących strukturę uszczelnienia TPC. W niniejszej pracy dokonano oceny możliwości wykorzystania opracowanego analitycznego modelu szczelności układu TPC do przewidywania eksploatacyjnych zmian stanu technicznego w zakresie szczelności. Oceny tej dokonano porównując wyniki badań symulacyjnych modelu TPC z wynikami pomiarów przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Obiektem badań był sześciocylinnowy samochodowy silnik o zapłonie samoczynnym.

2. Model uszczelnienia układu TPC

Do badań wykorzystano zintegrowany model przepływu gazu przez uszczelnienie TPC i przemieszczeń osiowych pierścieni w rowkach pierścieniowych tłoka. Modelując uszczelnienie TPC przyjęto, że jest ono uszczelnieniem labiryntowym, składającym się z szeregu stopni połączonych ze sobą szczelinami dławiącymi (rys. 1). Stopnie uszczelnienia o objętościach V_3 i V_5 odpowiadają przestrzeniom międzypierścieniowym, stopnie o objętościach V_2 i V_4 – przestrzeniom w rowkach tłoka za pierścieniami, natomiast stopień uszczelnienia o objętości V_1 – przestrzeni pomiędzy koroną tłoka a cylindrem. Kanały dławiące o polach przekrojów: $A_{1,3}$, $A_{3,5}$ i $A_{5,7}$ odpowiadają zamkom pierścieni, natomiast kanały o polach przekroju: $A_{1,2}$ i $A_{2,3}$, $A_{3,4}$ i $A_{4,5}$ i $A_{5,6}$ – szczelinom pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścieni i rowków pierścieniowych tłoka.

Chwilowe objętości stopni V oraz pola przekrojów kanałów A wyznaczone są z zależności geometrycznych, wynikających z kształtu elementów modelowanego zespołu TPC. Przy czym w modelu założono, że tłok z pierścieniami porusza się współosiowo z cylindrem oraz że pierścienie zawsze przylegają do gładzi cylindra. Ponadto założono, że wszystkie elementy zespołu TPC są idealnie sztywne (pominięto ich dynamiczne odkształcenia sprężyste), jednak pierścienie mogą przemieszczać się w rowkach tłoka i dopasowywać do średnicy cylindra. W modelu uwzględniono rozszerzalność cieplną oraz zużycie elementów układu TPC, przy czym wymiary elementów, w ustalonych warunkach pracy, nie zmieniają się w czasie całego cyklu pracy silnika.

Powyższe założenia oznaczają, że dla przyjętych, dla danych warunków pracy, wymiarów elementów zespołu TPC, w tym profilu tulei cylindrowej (zależność średnicy od odległo-

such analytical models have already been successfully applied in design work [4, 14, 16, 19], but they have not been used in operational tests. Potentially, analytical models would allow an analysis of the impact of wear of individual components and the impact of other factors, including the volume of deposits, on the operation of a piston-rings-cylinder kit. Thus, they would enable forecasting of the durability of an engine and shaping of its reliability at the design stage through selecting materials and properties of components to ensure wear profiles that would be the least harmful in terms of ring-pack performance.

The analytical model of a piston-rings-cylinder kit [5] and its computer application have been verified under laboratory conditions [7] by evaluating the response of the model to a change of a single structure parameter without changing the remaining input data. Such tests have been carried out with regard to the axial clearance of the top compression ring in the groove and radial clearance of the second compression ring.

During the operation of the engine, many parameters describing the piston-rings-cylinder kit structure change simultaneously. This paper provides an evaluation of the potential applications of the developed analytical model of a piston-rings-cylinder kit for predicting changes in the technical condition of the ring pack. This evaluation was based on a comparison of the results of piston-rings-cylinder kit model simulation and the results of real object measurements. The object of testing was a six-cylinder motor-vehicle compression ignition engine.

2. Piston-rings-cylinder kit model

The tests were based on an integrated model of gas flow through the crevices of ring pack and axial displacement of the rings in piston grooves. The model of the piston-rings-cylinder kit was a labyrinth seal comprising a number of stages linked by choke passages (fig. 1). The stages with V_3 and V_5 volumes correspond to interring spaces, V_2 and V_4 stages – to spaces in the piston grooves behind the rings, whereas the V_1 stage – to the space between the crown of the piston and the cylinder. The choke passages with section areas: $A_{1,3}$, $A_{3,5}$ and $A_{5,7}$ correspond to piston ring end gaps, whereas the passages with section areas: $A_{1,2}$ and $A_{2,3}$, $A_{3,4}$ and $A_{4,5}$ and $A_{5,6}$ – to clearances between the lateral surface of the rings and piston ring grooves.

Instantaneous volumes V of stages and the section areas A of passages are determined with reference to geometric relationships based on the shape of the components of the piston-rings-cylinder assembly. The model assumes that the movement of the piston, the rings and the cylinder is co-axial, and that the rings adhere to the face of the cylinder at all times. In addition, it was assumed that all the components of the piston-rings-cylinder assembly are ideally rigid (their dynamic elastic strain was neglected); however, the rings may move inside piston grooves and adjust to the cylinder diameter. The model takes into account the thermal deformation and wear of the components of the piston-rings-cylinder assembly, however the dimensions of the components in fixed operating conditions remain unchanged over the entire cycle of the engine operation.

The above-mentioned assumptions mean that for specific operating conditions and given dimensions of the components of the piston-rings-cylinder assembly, including cylinder liner profile (the relationship between the diameter and the distan-

ści od płaszczyzny podglowicowej), wszystkie objętości stopni V i pola przekrojów A są funkcjami kąta obrotu wału korbowego, a ponadto uzależnione są od chwilowych położenia pierścieni w rowkach. Chwilowe położenia osiowe pierścieni w rowkach mają decydujący wpływ na pola przekrojów szczelin pomiędzy pierścieniami a półkami rowków.

Położenia promieniowe pierścieni w rowkach zdeterminowane są średnicą cylindra na wysokości, na jakiej w danej chwili znajduje się pierścień. Natomiast położenia osiowe pierścieni w rowkach wynikają z bilansu sił działających na pierścień w kierunku osiowym. W modelu przyjęto, że na pierścieniu w kierunku osiowym działają następujące siły: ciśnienia gazu F_p , bezwładności F_i i tarcia pierścienia o cylinder F_f . Tak więc osiowe przemieszczenia pierścienia w rowku wyznaczane są z zależności:

$$F_p + F_i + F_f = m_r \frac{d^2 x_r}{dt^2} \quad (1)$$

gdzie: m_r – masa pierścienia, x_r – przemieszczenie pierścienia względem tłoka.

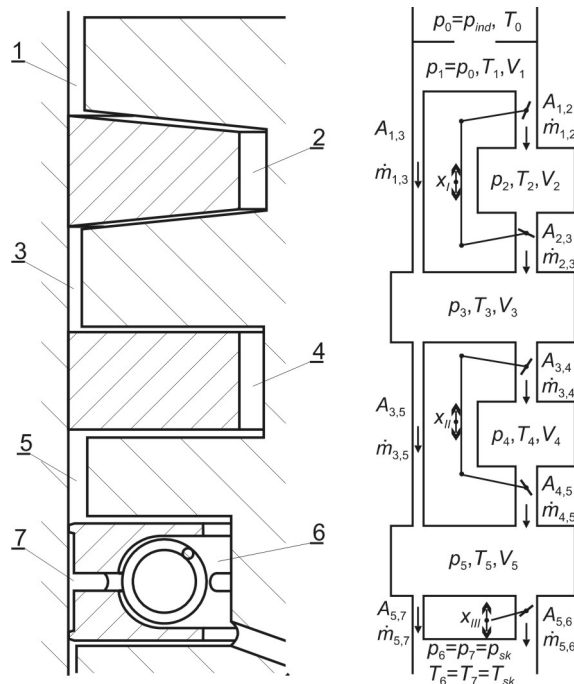
Siła ciśnienia gazu jest wypadkową sił wywołanych ciśnieniem działającym na górną i dolną powierzchnię pierścienia, przy czym przy jej obliczaniu przyjęto liniowy rozkład ciśnienia jak na rys. 2. Siła bezwładności wynika z przyspieszenia tłoka. Siła tarcia pierścienia o cylinder obliczana jest z zależności empirycznych [5, 10].

Do wyznaczania parametrów termofizycznych gazu w poszczególnych stopniach labiryntu wykorzystano zasadę zachowania energii w postaci:

$$\dot{U} = \sum_i i_{in,i} \dot{m}_{in,i} - \sum_j i_{out,j} \dot{m}_{out,j} + \dot{Q} - p\dot{V} \quad (2)$$

gdzie zmiana energii wewnętrznej gazu U spowodowana jest entalpią całkowitą dopływającą i wypływającą ze stopnia wraz ze strumieniem gazu, wymianą ciepła pomiędzy gazem w stopniu a otaczającymi go ściankami oraz pracą zmiany objętości.

Pomijając energię kinetyczną gazu w stopniu i zakładając, że przepływającym czynnikiem jest gaz półdoskonały oraz uwzględniając zasadę zachowania masy i równanie stanu gazu, zmiany temperatury T i ciśnienia p gazu w stopniu opisano za pomocą następujących równań:



Rys. 1. Model nominalny uszczelnienia TPC (p , T_i – ciśnienia i temperatury gazu w i -tym stopniu uszczelnienia, m_{ij} – strumień masy przepływającej z przestrzeni j , x_r , x_{II} , x_{III} – położenia osiowe pierścieni, odpowiednio pierwszego, drugiego i trzeciego, pozostałe oznaczenia w tekście)

Fig. 1. Definition of the different spaces in the piston-rings-cylinder kit and a schematic diagram of the orifice-volume representation used in the model (p , T_i – pressure and temperature of gas in the i -th region, m_{ij} – gas flow rate from region i to region j , x_r , x_{II} , x_{III} – axial position of the top, second and oil ring in the groove, respectively, other denotations in the text)

ce from the under-head face), all volumes V and sections A are the functions of the crank angle and, in addition, they depend on the instantaneous position of rings in grooves. The instantaneous axial position of rings in the grooves determines the section area of clearances between the rings and the flanks of the grooves.

The radial position of the ring in the groove is determined by the diameter of the cylinder at the height at which the ring currently adhere the liner, whereas the axial position of the ring in the groove follows from the balance of forces applied to the ring in the axial direction. For the purposes of the model it was assumed that the following forces are applied to the ring in the axial direction: pressure of gas F_p , inertial F_i and friction of the ring against the cylinder F_f . Thus, the axial movement of the ring in the groove is determined according to the following formula:

$$F_p + F_i + F_f = m_r \frac{d^2 x_r}{dt^2} \quad (1)$$

where: m_r – ring mass, x_r – displacement of the ring in relation to the piston.

The pressure force is a resultant force caused by the pressure applied to the upper and lower sur-

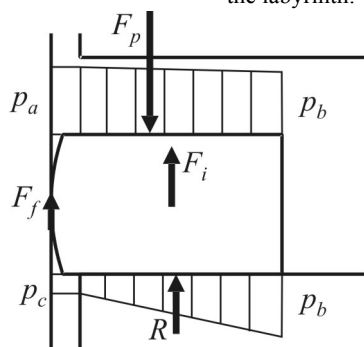
face of the ring, while, for calculation purposes, the linear distribution of pressure was assumed as in fig. 2. The inertial force results from piston acceleration. The friction of the ring against the cylinder is calculated according to empirical formulas [5, 10].

The energy conservation law was used to determine the thermophysical parameters of gas in the respective stages of the labyrinth:

$$\dot{U} = \sum_i i_{in,i} \dot{m}_{in,i} - \sum_j i_{out,j} \dot{m}_{out,j} + \dot{Q} - p\dot{V} \quad (2)$$

where the change in internal energy of the gas U is a result of the total enthalpy flowing in and out of the stage along with a stream of gas, heat transfer between gas in the stage and the surrounding walls and the work of volume changes.

Excluding the kinetic energy of gas in the stage and assuming that the flow medium is semi-ideal gas, and taking the mass conservation law and the gas equation of state into consideration, the changes in the temperature T and pressure p of gas in the stage were described by means of the following equations:



Rys. 2. Rozkład ciśnień i siły działające na pierścień w kierunku osiowym

Fig. 2. Assumed pressure distribution and forces acting on the ring in axial direction

$$\dot{T} = \frac{1}{c_v m} \left(\sum_i (i_{in,i} - u) \dot{m}_{in,i} - RT \sum_j \dot{m}_{out,j} + \dot{Q} - p \dot{V} \right) \quad (3)$$

$$\dot{p} = \frac{p}{mc_v T} \left(\sum_i i_{in,i} \dot{m}_{in,i} - (RT + c_v T) \sum_j \dot{m}_{out,j} + \dot{Q} - \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \dot{V} \right) \quad (4)$$

gdzie: i – entalpia właściwa całkowita (spiętrzenia), \dot{m} – strumień masy, u – energia właściwa wewnętrzna, indeks in oznacza dopływający, indeks out oznacza wypływający ze stopnia, natomiast brak indeksu oznacza, że wielkość odnosi się do parametru czynnika w stopniu, \dot{Q} – strumień ciepła wymieniane go pomiędzy czynnikiem w stopniu a otaczającymi go ściankami, \dot{V} – zmiana objętości stopnia, c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości, R – indywidualna stała gazowa.

Strumień masy przepływającej ze stopnia $m-1$ do stopnia m uszczelnienia obliczany jest z następującej zależności:

$$\dot{m}_{m-1,m} = \psi_{m-1,m} A_{m-1,m} v_{m-1,m} \rho_{m-1,m} \quad (5)$$

gdzie: $\psi_{m-1,m}$ – współczynnik przepływu dla szczeliny łączącej przestrzeń $m-1$ i m , $v_{m-1,m}$ i $\rho_{m-1,m}$ – odpowiednio prędkość i gęstość czynnika wpływającego do stopnia m .

Przy wyznaczaniu masowego natężenia przepływu gazu założono, że przepływ przez szczeliny jest izentropowym przepływem przez kryżę, przy czym, w zależności od stosunku ciśnień przed i za szczeliną, rozpatrzono przypadki przepływu podkrytycznego i krytycznego. Ponadto uwzględniono empiryczny współczynnik przepływu ψ . Współczynniki przepływu dla szczelin zamków uzależnione są od stosunku ciśnień za i przed zamkiem [17], natomiast współczynniki przepływu dla szczelin pomiędzy pierścieniem a rowkiem, których geometria zmienia się w bardzo szerokim zakresie, uzależnione są ponadto od geometrii szczeliny oraz wartości liczby Reynoldsa [3, 5].

Strumienie ciepła wymienianego pomiędzy czynnikiem w stopniu a otaczającymi go ściankami wyznaczane są z zależności:

$$\dot{Q} = S_c \alpha_c (T_c - T) + S_p \alpha_p (T_p - T) + S_r \alpha_r (T_r - T) \quad (6)$$

gdzie: S_c , S_p , S_r – pola powierzchni cylindra, tłoka i pierścieni, ograniczające dany stopień labiryntu, α_c , α_p , α_r – współczynniki przejmowania ciepła pomiędzy gazem w stopniu a otaczającymi go ściankami cylindra, tłoka i pierścieni, T_c , T_p , T_r – temperatury powierzchni cylindra, tłoka i pierścieni otaczających dany stopień.

W modelu założono, że wartości współczynników α_p i α_r są stałe. Natomiast współczynniki przejmowania ciepła pomiędzy czynnikiem znajdującym się w przestrzeniach międzypierścieniowych a cylindrem α_c obliczane są z zależności wyprowadzonej teoretycznie dla laminarnego opływu płaskiej płyty, przy założeniu, że prędkość przepływu gazu względem cylindra równa jest prędkości tłoka. Pełny opis modelu wraz z omówieniem przyjętych założeń przedstawiono w [5].

3. Zużycie silnika i zmiany szczelności układu TPC w czasie eksploatacji

Do osiągnięcia postawionego celu niezbędna była znajomość zużycia elementów zespołu TPC silnika przy różnych przebiegach samochodu oraz zmiany szczelności układu TPC w czasie eksploatacji. Informacji powyższych dostarczyły wyniki długotrwałych badań, które zaplanowano w ten sposób,

$$\dot{T} = \frac{1}{c_v m} \left(\sum_i (i_{in,i} - u) \dot{m}_{in,i} - RT \sum_j \dot{m}_{out,j} + \dot{Q} - p \dot{V} \right) \quad (3)$$

$$\dot{p} = \frac{p}{mc_v T} \left(\sum_i i_{in,i} \dot{m}_{in,i} - (RT + c_v T) \sum_j \dot{m}_{out,j} + \dot{Q} - \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \dot{V} \right) \quad (4)$$

where: i – specific total (stagnation) enthalpy, \dot{m} – mass flow, u – specific internal energy; the in index denotes mass flowing in, the out index denotes mass flowing out from the stage, whereas no index means that the value refers to the parameter of the medium in the stage, \dot{Q} – heat transfer between the medium in the stage and the surrounding walls, \dot{V} – change in the volume of the stage, c_v – specific heat at constant volume, R – individual gas constant.

The mass flow rate of medium flowing from stage $m-1$ to stage m of the labyrinth is calculated as follows:

$$\dot{m}_{m-1,m} = \psi_{m-1,m} A_{m-1,m} v_{m-1,m} \rho_{m-1,m} \quad (5)$$

where: $\psi_{m-1,m}$ – discharge coefficient for the passage linking stages $m-1$ and m ; $v_{m-1,m}$ and $\rho_{m-1,m}$ – respectively, the velocity and density of the medium flowing into stage m .

When determining the mass rate of gas flow it was assumed that the flow through the passages is an isentropic flow through the orifice. Depending on the ratio of pressures before and after the orifice, subcritical and critical flow was considered. Furthermore, the empirical discharge coefficient ψ was taken into account. The discharge coefficients for ring end gaps depend on the ratio of pressures before and behind the gap [17], whereas the discharge coefficients for the side clearances between the ring and the groove, which geometry changes in very wide range, are in addition dependent on the geometry of the clearance and the Reynolds number [3, 5].

The heat transfer between the gas and the surrounding walls is determined according to the following formula:

$$\dot{Q} = S_c \alpha_c (T_c - T) + S_p \alpha_p (T_p - T) + S_r \alpha_r (T_r - T) \quad (6)$$

where: S_c , S_p , S_r – surface areas of cylinder, piston and rings, limiting the specific stage of the labyrinth, α_c , α_p , α_r – coefficients of heat transfer between gas in the stage and the surrounding walls of cylinder, piston and rings, T_c , T_p , T_r – surface temperatures of cylinder, piston and rings surrounding the specific stage.

The model assumes constant values of the α_p and α_r coefficients. The coefficients of heat transfer between the gas in the interring spaces and the cylinder α_c are calculated according to a formula theoretically derived for the laminar flow around a flat plate, assuming that the velocity of the gas flow towards cylinder is equivalent to piston velocity. A detailed description of the model and the assumptions made has been presented in [5].

3. Engine wear and operational changes in the ring-pack performance

The achievement of the goal of this study required the knowledge of the wear of the components of the piston-rings-cylinder assembly of the engine for various kilometrages and changes in the ring-pack performance during operation. The data were obtained from long-term tests which had been plan-

aby w jak najmniejszym stopniu zakłócały normalne warunki eksploatacji badanych obiektów.

Obiektem badań był sześciocylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej 6,8 dm³ i mocy znamionowej 110 kW uzyskiwanej przy prędkości obrotowej 2800 obr/min. Silnik posiadał mokre tuleje cylindrowe wykonane z żeliwa o nominalnej średnicy wewnętrznej 110 mm. Skok tłoka wynosił 120 mm. Badania przeprowadzono na 5 silnikach zamontowanych w średniej ładowności samochodach ciężarowych o dopuszczalnej masie całkowitej wynoszącej 12 ton. Wszystkie samochody należały do jednej firmy transportowej i eksploatowane były w podobnych warunkach, ze średnim przebiegiem 10000 km na miesiąc. W celu wyeliminowania wpływu rodzaju oleju silnikowego na przebieg zużywania, wszystkie silniki smarowane były tym samym olejem silnikowym klasy CE/SF SAE 15W/40.

Przed montażem badanych silników przeprowadzono pomiary mikrometryczne elementów układu korbowo-tłokowego. Po montażu silniki poddano, trwającej 3 godz., standardowej procedurze docierania technologicznego na stanowisku hamowanym. W czasie docierania prędkość obrotowa i obciążenie silnika były stopniowo zwiększane od małych do średnich wartości, a na zakończenie odbywała się próba mocy maksymalnej, podczas której silnik pracował ze znamionową prędkością obrotową przy pełnym obciążeniu przez okres 1-2 min. Średnice tulei cylindrowych zmierzono przed rozpoczęciem eksploatacji (po dotarciu technologicznym silników), a następnie mierzono je, co ok. 50-100 tys. km przebiegu samochodu. Pomiary średnic cylindrów wykonywano po zdjęciu głowic cylindrowych metodą mikrometryczną – za pomocą dwupunktowej średnicówki Carl Zeiss o najmniejszej działce 0,002 mm. Średnice cylindrów mierzono w dwóch kierunkach: równoległym (A-A) i prostopadłym (B-B) do osi głównej silnika, na czterech wysokościach: 20 mm (górne zwrotne położenie GMP pierwszego pierścienia uszczelniającego), 35 (GMP drugiego pierścienia uszczelniającego), 50 i 95 mm od płaszczyzny głowicy (rys. 3).

Ponieważ opracowany model analityczny ma wyznaczać natężenie przepływu gazu do skrzyni korbowej, za najbardziej odpowiednią miarę szczelności układu TPC przyjęto natężenie przedmuchów spalin. Przed zdjęciem głowic w celu dokonania pomiarów mikrometrycznych, wykonywano pomiary natężenia przedmuchów spalin w warunkach pracy silnika na biegu jałowym oraz przy pełnym obciążeniu silnika i kilku prędkościach obrotowych wału korbowego. Wyjątkiem był pierwszy pomiar natężenia przedmuchów spalin, który wykonano przy przebiegu ok. 3000 km (uniknięto w ten sposób pełnego obciążenia produkcyjne nowych układów napędowych). Pomiary przy pełnym obciążeniu silnika wykonywano na hamowni podwoziowej. Aby zmniejszyć błąd niepowtarzalności warunków i metod pomiarowych, zarówno pomiary mikrometryczne jak i pomiary natężenia przedmuchów spalin, przy

ned to least interfere with the normal operating conditions of the objects tested.

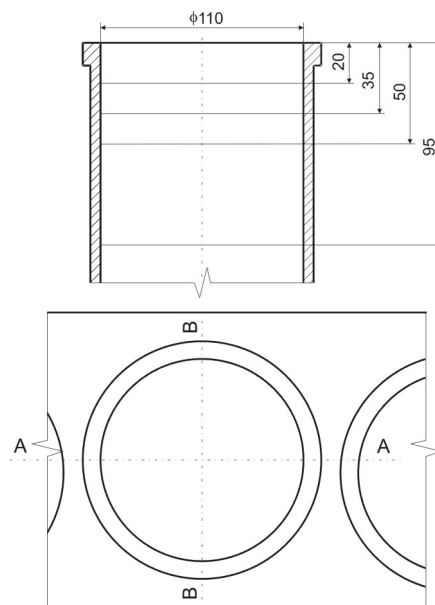
The test object was a six-cylinder compression ignition engine with a displacement volume of 6.8 dm³ and rated power of 110 kW at the speed of 2800 rpm. The engine was equipped with wet, cast iron cylinder liners with the nominal inside diameter of 110 mm. The piston stroke was 120 mm. The tests involved 5 engines mounted in trucks of medium loading capacity and the gross vehicle weight of 12 tons. All the vehicles were the property of one transport provider and were used in similar conditions, with an average monthly kilometrage of 10,000 km. In order to eliminate the impact of the type of engine lubricant on the course of engine wear, all the engines were lubricated with the same oil of CE/SF SAE 15W/40 class.

Prior to assembling the engines tested, micrometric measurements were carried out for the components of the crankshaft/piston assembly. Following the assembling, the engines were subject to a standard 3-hour run-in at an engine test bench. During the run-in, engine speed and load were gradually increased from small to medium values, and finally the engine was subject to the maximum power test during which it was operating at the rated speed and full load for 1-2 minutes. The diameters of cylinder liners were measured again prior to putting to use (following engine run-in), and then they were measured after ca. every 50-100 thousand km of vehicle travel. The cylinder diameters were measured with the engine heads removed by a micrometric method – by means of a Carl Zeiss two-point bore gage with the minimum graduation of 0.002 mm. The diameters of the cylinders were measured in two directions: parallel (A-A) and perpendicular (B-B) to the main axis of the engine, at four heights: 20 mm (TDC of the top ring), 35 (TDC of the second ring), 50 and 95 mm from the head face (fig. 3).

Since the analytical model is to determine the rate of gas flow into the crankcase, the most suitable measure of the ring-pack performance is the blowby flow rate. Prior to removing

the heads for the purposes of micrometric measurements, the blowby flow rates were measured at idle run and at full load of the engine and several rotational speeds of the crankshaft. An exception was the first measurement of the blowby flow rate performed after approx. 3000 km (thus, full loading of the brand new power transmission systems was avoided). Measurements under full engine load were carried out on a chassis dynamometer. To reduce the error of unique measurement conditions and methods, both the micrometric measurements and the measurements of the blowby flow rates for all kilometrages were performed by the same people, by means of the same instruments and at the same location.

The results of cylinder liner diameter measurements at particular heights and directions of measurement are presented in Table 1 as averages for all the liners tested. Since the analytical model of the piston-rings-cylinder kit does not take into account deviations from circu-



Rys. 3. Płaszczyzny pomiaru średnic tulei cylindrowych

Fig. 3. Planes of cylinder liner diameter measurements

Tab. 1. Średnie wartości średnic tulei cylindrowych w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych przy różnych przebiegach samochodu (wyrażone w postaci odchyłek w mikrometrach od wartości nominalnej wynoszącej 110 mm)

Tab. 1. Average values of the liner diameter measurements at a particular directions and heights for different vehicle kilometres (deviation in micrometers over the nominal diameter of 110 mm)

Przebieg Distance covered [km]	Wysokość Height [mm]	20		35		50		95	
		A-A	B-B	A-A	B-B	A-A	B-B	A-A	B-B
0		9,2	19,0	14,2	23,7	14,6	25,1	13,7	27,7
50000		39,7	53,9	34,5	51,6	31,4	49,1	24,8	53,7
150000		50,5	70,2	40,8	60,6	36,4	55,6	29,9	59,1
250000		61,9	85,3	48,3	68,2	40,1	61,0	32,7	66,3

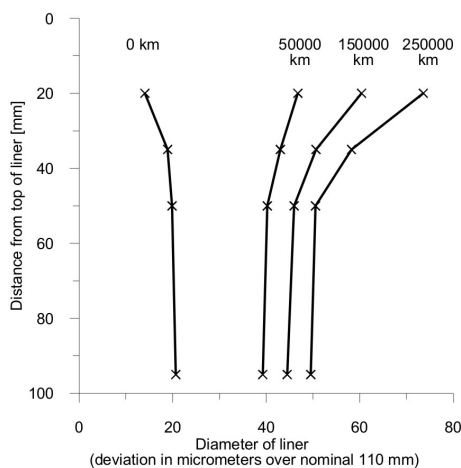
wszystkich przebiegach samochodów, wykonywane były przez te same osoby, z wykorzystaniem tych samych przyrządów i w tym samym miejscu.

Wyniki pomiarów średnic tulei cylindrowych na poszczególnych wysokościach i kierunkach pomiarowych, jako średnie dla wszystkich badanych tulei, przedstawiono w Tab. 1. Ponieważ model analityczny układu TPC nie pozwala uwzględnić odchyłek okrągłości tulei, uśredniono wyniki dla kierunku A-A i B-B i wyznaczono średnie średnice tulei cylindrowych przy różnych przebiegach samochodu (rys. 4). Wyniki pomiarów zużycia tulei cylindrowych szerzej omówiono w [8, 9].

Na rys. 5 przedstawiono wyniki pomiarów natężenia przedmuchiwności spalin do skrzyni korbowej – średnie dla wszystkich badanych silników – w różnych warunkach pracy silnika i przy różnych przebiegach. Średnie wartości natężenia przedmuchiwności spalin przy przebiegu 50000 km były mniejsze niż w nowych silnikach. Związane było to najprawdopodobniej z docieraniem się silników w pierwszym okresie ich eksploatacji. Powyżej 50000 km przebiegu natężenia przedmuchiwności spalin wzrastały niemal liniowo wraz z przebiegiem samochodu. Bez względu na przyrosty natężenia przedmuchiwności spalin w różnych warunkach pracy silnika były zbliżone.

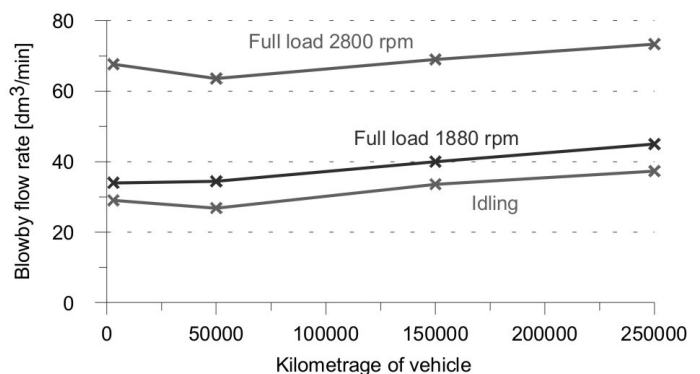
liniowości cylindrowych, wyniki dla kierunków A-A i B-B zostały uśrednione i określone zostały średnie profile zużycia tulei cylindrowych dla różnych przebiegów (rys. 4). Wyniki pomiarów zużycia tulei cylindrowych zostały omówione w [8, 9].

Fig. 5 presents the results of measurements of blowby flow rates – averages for all the engines tested – for different operating conditions and kilometres. The average blowby flow rates after 50,000 km were lower than in new engines. The most likely reason of this decrease in blowby flow rate was the run-in of the engines at the initial stage of engine operation. For kilometres of more than 50,000 km, the blowby flow rates increased in a linear manner along with the kilometrage. The absolute increases in the blowby flow rates in different operating conditions were similar.



Rys. 4. Średnice tulei cylindrowych na różnych wysokościach przy różnych przebiegach samochodu

Fig. 4. Average diameters of cylinder liner for different vehicle kilometres



Rys. 5. Średnie natężenia przedmuchiwności spalin w różnych warunkach pracy silnika przy różnych przebiegach samochodu

Fig. 5. Average blowby flow rates at different operating conditions vs. kilometrage

4. Symulacyjne badania zmian szczelności

Badania symulacyjne prowadzono z wykorzystaniem komputerowej aplikacji modelu matematycznego uszczelnienia TPC. Dane wejściowe niezbędne do przeprowadzenia obliczeń obejmują m.in.: wymiary geometryczne elementów silnika, właściwości fizyczne przepływającego gazu i oleju oraz przebiegi ciśnienia w komorze spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Wymiary elementów silnika, co do których założono, że nie zmieniają się wraz z jego zużyciem lub zmiany te nie wpływają na natężenie przedmuchów spalin (skok tłoka, długość korbowodu itp.) przyjęto na podstawie dokumentacji technicznej silnika. Przy ustalaniu wymiarów elementów decydujących o geometrii uszczelnienia TPC wzięto pod uwagę wyniki pomiarów mikrometrycznych elementów, wykonanych przed montażem silników, a w przypadku tulei cylindrowej również wyniki pomiarów wykonanych po docieraniu technologicznym silników (patrz rys. 4). Ponadto, aby obliczenia mogły być przeprowadzone przy objętościach stopni uszczelnienia i polach przekrojów łączących je szczeliny występujących w czasie pracy silnika, we wprowadzonych do programu wymiarach uwzględniono odkształcenia cieplne. Wartości odkształceń cieplnych i rozkłady temperatur, dla różnych warunków pracy silnika, wyznaczono metodą elementów skończonych MES. Wykorzystane w obliczeniach przebiegi ciśnień, dla różnych warunków pracy silnika, pochodziły z pomiarów ciśnienia indykowanego przeprowadzonych na hamowni silnikowej na innym egzemplarzu silnika badanego typu. Sposób wyznaczania wszystkich danych wejściowych do obliczeń opisano szczegółowo w pracy [6].

Ustalone w powyższy sposób dane wejściowe odpowiadały nieużytemu silnikowi (przebieg 0 km). Aby możliwe było porównanie wyników symulacyjnych badań modelu z wynikami badań prowadzonych na rzeczywistych silnikach, obliczenia przeprowadzono dla danych wejściowych odpowiadających takim warunkom pracy silnika, w jakich dokonywano pomiarów natężenia przedmuchów spalin, tj. pełne obciążenie przy prędkościach obrotowych wału korbowego 1880 obr/min i 2800 obr/min oraz praca bez obciążenia z prędkością obrotową biegu jałowego.

W celu przeprowadzenia obliczeń odpowiadających większym przebiegom silnika, we wprowadzonych wymiarach geometrycznych silnika uwzględniono zużycie w ten sposób, że do wymiarów ustalonych jw. dla nieużytego silnika dodawano odpowiednie wartości zużycia. Wartość zużycia tulei cylindrowej, dla danego przebiegu, wyznaczono na podstawie pomiarów mikrometrycznych, jako różnicę pomiędzy średnicą cylindra przy danym przebiegu i przy przebiegu 0 km. Dla tych głębokości tulei, dla których nie przeprowadzono pomiarów mikrometrycznych przyjęto, że zużycie równe jest zużyciu wyznaczonemu dla głębokości 95 mm. Ustalone w ten sposób wartości zużycia tulei cylindrowej przy różnych przebiegach samochodu przedstawiono na rys. 6. Ponieważ w czasie badań eksploatacyjnych nie demontowano tłoków z pierścieniami (mogłoby to znacząco wpływać na przebieg zużywania silnika), nie ustalono doświadczalnie przebiegu zużycia powierzchni czołowych pierścieni tłokowych. Biorąc pod uwagę wartości zużycia pierścieni zmierzone po znacznie większych przebiegach oraz dane literaturowe [1, 2, 15, 18] przyjęto, jednakowo dla wszystkich pierścieni, następujące wartości zużycia powierzchni czołowych pierścieni: 15 μm dla przebiegu 50000 km, 30 μm dla 150000 km i 45 μm (równe 150% zużyciu tulei cylindrowej na „progu ogniowym”) dla 250000 km.

4. Numerical simulations of changes in ring-pack performance

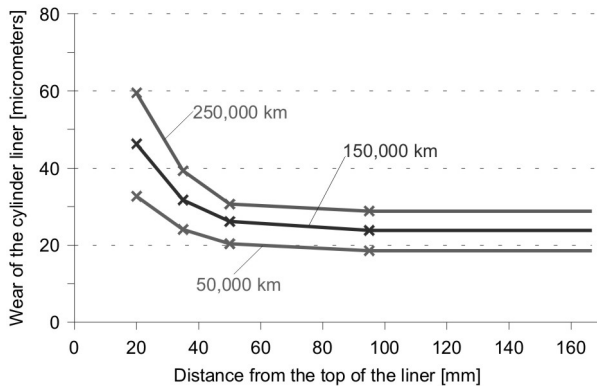
Simulation was performed by means of a computer application of the mathematical model of a piston-rings-cylinder kit. The input data required for the calculation included the dimensions of engine components, the physical properties of gas and lubricating oil, and pressure in the combustion chamber as a function of crank angle.

The dimensions of the engine components, assumed to remain unchanged irrespective of engine wear or to change in a way not affecting blowby flow rates (piston stroke, connecting rod length, etc.), were adopted based on the technical specifications of the engine. While specifying the dimensions of the components determining the geometry of the ring pack, the results of micrometric measurements of components performed prior to the assembling of the engines were taken into account, and in the case of cylinder liners – also the results of measurements performed after engine run-in (0 km in fig. 4). In addition, to enable calculations for the volumes of stages and the section areas of the clearances linking these stages appeared in a running engine, thermal deformations were taken into account for the input dimensions. The values of thermal deformations and distribution of temperatures in different operating conditions were determined by the finite-element method (FEM). Courses of pressure in combustion chamber for various operating conditions of the engine derived from measurements of indicated pressure made on the engine test bed on another engine of the same type. The method for determining all input data for the calculations has been described in detail in [6].

Input data determined as above corresponded to an unworn engine (0 km of travel). To facilitate comparison of the results of the simulation tests of the model with the results of real-engine testing, the calculations were performed for input data corresponding to the operating conditions of the engine in which the blowby flow rates were measured, i.e. full load at crankshaft speed of 1880 rpm and 2800 rpm and no-load running speed.

To carry out calculations which would correspond to higher kilometrage, the wear of engine components was considered in the input data. It was done by adding appropriate wear values to the dimensions determined as above for an unworn engine. The cylinder liner wear value for specific kilometrage was determined based on micrometric measurements as a difference between the diameter of the cylinder at specific kilometrage and at 0 km. For liner height not covered by the micrometric measurements, the wear was assumed to be equivalent to the wear determined for the height of 95 mm. The cylinder liner wear values determined as above at different kilometrages are presented in fig. 6. Since during operational tests pistons with rings were not disassembled (which could have significantly affected the course of engine wear), the wear of the piston rings faces was not determined empirically. Considering ring wear values measured at much longer kilometrage intervals and literature data [1, 2, 15, 18], the following ring face wear values, identical for all rings, were adopted: 15 μm for 50,000 km, 30 μm for 150,000 km, and 45 μm (equivalent to 150% wear of the cylinder liner at the TDC of the top ring) for 250,000 km.

Fig. 7 presents simulated and actual changes in blowby flow rates caused by engine wear. The essential differences between the results of simulations and the results of experiments exist for the first engine operation period (0-50,000 km). The



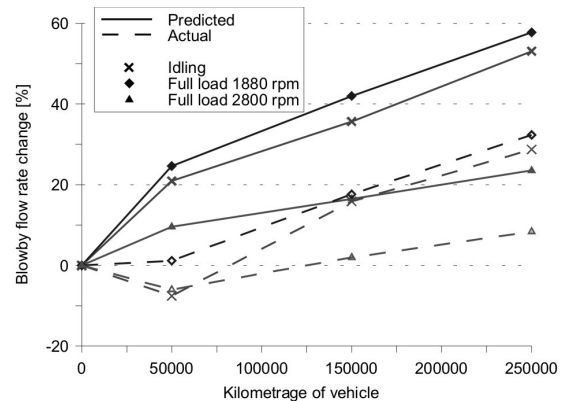
Rys. 6. Zużycie tulei cylindrowej na średnicy przy różnych przebiegach samochodu

Fig. 6. Cylinder liner wear (in diameter) used in the numerical simulations

Na rys. 7 przedstawiono symulowane i rzeczywiste zmiany natężenia przedmuchów spalin spowodowane zużyciem silnika. Zasadnicze różnice pomiędzy wynikami obliczeń symulacyjnych a wynikami badań doświadczalnych występują dla pierwszego okresu eksploatacji silników (0-50000 km). Wyniki symulacji wskazują, że wraz ze wzrostem zużycia wzrasta natężenie przedmuchów spalin. Ponieważ przyrosty zużycia w tym okresie eksploatacji były znacznie większe niż w kolejnych okresach, również obliczone wzrosty natężenia przedmuchów były większe niż później. Jednak rzeczywiste natężenie przedmuchów przy przebiegu samochodów 50000 km nie tylko nie wzrosło znacząco, ale nieznacznie obniżyło się w porównaniu z natężeniem przy przebiegu 0 km. Prezentowany model nie pozwolił wyjaśnić obserwowanych zjawisk zachodzących w tym okresie. W związku z powyższym postanowiono prowadzić dalsze analizy dla silnika w pełni dotartego i zmiany natężenia przedmuchów związane ze zużyciem odnosić do wyników uzyskanych przy 50000 km. Jednak nawet dla przebiegów powyżej 50000 km, symulowane zmiany przedmuchów spowodowane zużyciem były mniejsze niż rzeczywiste (szczególnie w warunkach pracy silnika na biegu jałowym).

Rzeczywiste zmiany szczelności układu TPC związane były nie tylko ze zużyciem tulei cylindrowej i powierzchni czołowej pierścieni, ale zużyciem wszystkich elementów zespołu TPC. W związku z tym, w następnej serii obliczeń postanowiono uwzględnić również zużycie bocznych powierzchni pierścieni i rowków pierścieniowych tłoka. Ponieważ w czasie badań doświadczalnych nie mierzono tego zużycia, przyjęto następujące, jednakowe dla wszystkich powierzchni, wartości zużycia: 3 μm dla przebiegu 50000 km, 6 μm dla 150000 km i 9 μm dla 250000 km. Wpływ zużycia bocznych powierzchni pierścieni i rowków był znacznie mniejszy niż zużycia cylindra i powierzchni czołowych pierścieni – ich uwzględnienie zwiększyło symulowane przyrosty natężenia przedmuchów dla poszczególnych przebiegów o 1-2%. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 8.

Wyniki obliczeń symulacyjnych, w których uwzględniono zużycie wszystkich możliwych do uwzględnienia w modelu powierzchni są zbieżne z wynikami uzyskanymi w pomiarach wykonanych na obiektach rzeczywistych w warunkach pełnego obciążenia silnika. Dla warunków pracy silnika na biegu jałowym



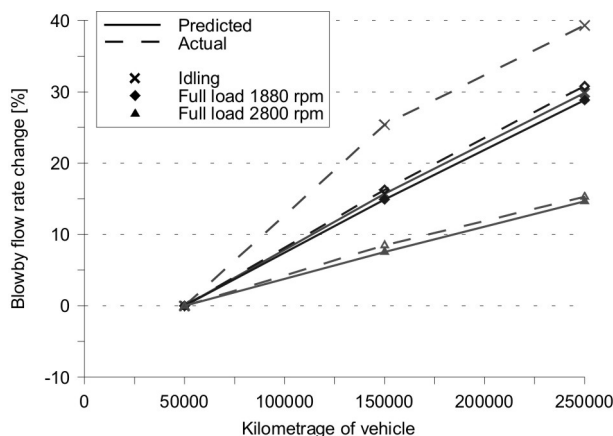
Rys. 7. Przewidywane zmiany natężenia przedmuchów spalin spowodowane zużyciem tulei cylindrowej i czołowych powierzchni pierścieni oraz zmiany rzeczywiste

Fig. 7. Predicted changes in the blowby flow rate caused by the liner and ring face wear and the actual changes in blowby

results of simulations indicate that the blowby flow rate increases along with the increase in wear. Since the increase in wear in that period of operation was much bigger than in subsequent periods, the calculated increase in the blowby flow rates was also bigger than in the subsequent periods. However, the actual blowby flow rate at the kilometrage of 50,000 km did not significantly increase, but indeed it slightly decreased in comparison with the rate at 0 km. The model did not provide any explanation for the phenomena observed during that period. Thus, a decision was made to continue the analyses for a fully run-in engine and to relate the wear-related changes in blowby flow rates to the results achieved at 50,000 km. However, even for kilometrage exceeding 50,000 km, the simulated changes in blowby flow rates due to wear were smaller than the actual changes (in particular for engine idling).

The actual changes in the ring-pack performance were not only related to the wear of the cylinder liner and the face of the rings, but also to the wear of all the components of the assembly. Therefore, in the next series of calculations the wear of side surfaces of rings and grooves was taken into account. As this wear was not measured at the experimental stage, the following wear values, identical for all side surfaces, were adopted: 3 μm for 50,000 km, 6 μm for 150,000 km, and 9 μm for 250,000 km. The effect of the side wear of rings and grooves was considerably smaller than that of cylinder liner and ring face wear. Taking the side wear of the rings and grooves into consideration increased the simulated growth in blowby flow rates for the particular kilometrages only by 1-2%. The results of the calculations are shown in fig. 8.

The results of the simulation in which wear of all components of the ring pack was taken into consideration coincide with the results of real object measurements at full engine load. The modelled increase in the blowby flow rate for engine idling is considerably (25-35%) lower than the actual increase. However, considering the degree of complexity of the model, the results for idle run should also be regarded as satisfactory.



Rys. 8. Przewidywane wzrosty natężenia przedmuchi spalin spowodowane zużyciem elementów układu TPC oraz zmiany rzeczywiste odniesione do wyników uzyskanych dla przebiegu samochodu 50000 km

Fig. 8. Predicted changes (caused by the liner, rings and piston groove wear) and actual changes in the blowby flow rate related to the results for the kilometrage of 50000 km

wym, obliczone z wykorzystaniem modelu wzrosty natężenia przedmuchi są znacząco mniejsze od rzeczywistych – o 25-35%. W tym przypadku można raczej mówić o zgodności jakościowej niż ilościowej, choć biorąc pod uwagę stopień skomplikowania modelu, również uzyskane dla biegu jałowego wyniki należy uznać za zadawalające.

5. Podsumowanie

Porównanie wyników obliczeń numerycznych z wynikami pomiarów pozwala stwierdzić, że zaprezentowany analityczny model uszczelnienia pierścieniowego umożliwia badanie wpływu eksploatacyjnego zużycia elementów układu TPC na natężenie przedmuchi spalin do skrzyni korbowej w dotartym silniku.

Model nie pozwala wyjaśniać zjawisk zachodzących w pierwszej fazie eksploatacji silnika, związanych najprawdopodobniej z jego docieraniem. W tym okresie, pomimo znacznego przyrostu zużycia cylindra, i najprawdopodobniej innych elementów układu TPC, natężenie przedmuchi spalin nie wzrastało, podczas gdy obliczenia wskazywały, że taki przyrost powinien występować.

Mniejsze od rzeczywistych obliczone przyrosty natężenia przedmuchi spalin wyznaczane dla w pełni dotartego silnika, występujące zwłaszcza w przypadku biegu jałowego, mogą wynikać z założonych mniejszych od rzeczywistych wartości zużycia pierścieni tłokowych. W przeprowadzonych badaniach empirycznych wyznaczono tylko przebieg zużycia tulei cylindrowej, natomiast nie wyznaczono przebiegu zużycia pierścieni.

Wykazane w niniejszej pracy właściwości modelu wskazują, że może on zostać wykorzystany do przewidywania zmian szczelności zespołu TPC w czasie eksploatacji silnika oraz do wyznaczania granicznych wartości zużycia przy prognozowaniu trwałości silnika. Dzięki możliwości wykorzystania modelu do oceny wpływu postaci zużycia zespołu TPC na spadek szczelności, model może być również użyteczny w pracach konstrukcyjnych w zakresie procedur minimalizacji zużycia tych powierzchni elementów współpracujących tarcioowo, które najbardziej przyczyniają się do wzrostu nieszczelności.

5. Conclusion

The comparison of the results of the numerical calculations and the results of the measurements shows that the presented analytical ring-pack model allows analyzing the impact of the operational wear of the components of the piston-rings-cylinder assembly on the blowby flow rate in a fully run-in engine.

The model does not provide any explanation of the phenomena occurring at the first period of engine operation, which are most likely connected with the run-in. In that period, despite the considerably increased wear of the cylinder and, most likely, of other components of the piston-rings-cylinder assembly, the actual blowby flow rate did not increase, even though the numerical calculations suggested that it should have increased.

The numerically calculated increases in the blowby flow rates for a fully run-in engine were slightly lower than the actual ones, particularly in the case of the engine idle run. This may be due to the fact that the assumed ring wear values were lower than the actual ones. The actual wear of the rings was not measured during empirical tests.

The described properties of the model indicate that it may be applied to predict the changes in ring-pack performance during engine operation and to determine the limits of wear when predicting engine life. Since the model may be used to evaluate the impact of the wear of particular surfaces of components of piston-rings-cylinder assembly on ring pack performance, the model may also prove useful at the design stage, for example in procedures for minimizing wear of that of two mating surfaces, which contribution to the deterioration of ring-pack performance is bigger.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt badawczy Nr N N509 479538

5. References

1. Chen J, Richardson D E. Predicted and measured ring pack performance of a diesel engine. SAE Paper 2000-01-0918, 2000.
2. Demarchi V, Windlin F L. Improvement in the Compatibility Between the Wear Rates of Top Ring and Liner Materials. SAE Paper 970833, 1997.
3. Kazimierski Z, Krzysztof M, Makowski Z. Strumień masy gazu w przepływie przez szczelinę z niesymetrycznym ostrokrawędziowym wlotem. *Archiwum Budowy Maszyn* 1984; 1-2(XXXI).
4. Keribar R, Dursunkaya Z, Flemming M F. An Integrated Model of Ring Pack Performance. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1991; 113: 382-389.
5. Koszałka G. Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 1: A mathematical model. *The Archive of Mechanical Engineering* 2004; 2(LI): 245-257.
6. Koszałka G. Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 2: Primary calculations and verification of the model. *The Archive of Mechanical Engineering* 2004; 4(LI): 595-607.
7. Koszałka G, Niewczas A. The Influence of Compression Ring Clearances on the Blowby in a Diesel Engine. SAE Paper 2006-01-3356, 2006.
8. Koszałka G, Niewczas A. Wear profile of the cylinder liner in a motor truck diesel engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport* 2007; 4(14): 183-190.
9. Koszałka G, Niewczas A, Guzik M. Predicted and Actual Effect of Cylinder Liner Wear on the Blowby in a Truck Diesel Engine. SAE Paper 2008-01-1717, 2008.
10. Kuo T-W, Sellnau M C, Theobald M A, Jones J D. Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Charge Engine and Comparison with Experiment. SAE Paper 890838, 1989.
11. Michalski R, Wierzbicki S. An analysis of degradation of vehicles in operation. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2008; 1(37): 30-32.
12. Niewczas A. Podstawy stochastycznego modelu zużywania poprzez tarcie w zagadnieniach trwałości elementów maszyn. *Zeszyty Naukowe* Nr 19. Radom: WSI, 1989.
13. Niewczas A, Koszałka G, Drożdż P. Stochastic model of truck engine wear with regard to discontinuity of operation. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2006; 2(30): 52-55.
14. Priest M, Dowson D, Taylor C M. Predictive wear modelling of lubricated piston rings in a diesel engine. *Wear* 1999; 231: 89-101.
15. Richardson D E, Krause S A. Predicted Effects of Cylinder Kit Wear on Blowby and Oil Consumption for Two Diesel Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2000; 122: 520-525.
16. Tian T. Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport. *Journal of Engineering Tribology* 2005; 4(216): 209-227.
17. Tian T, Noordzij L B, Wong V W, Heywood J B. Modeling Piston-Ring Dynamics, Blowby and Ring-Twist Effects. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1998; 120: 843-854.
18. Tian T, Rabute R, Wong V W, Heywood J B. Effects of Piston-Ring Dynamics on Ring/Groove Wear and Oil Consumption in a Diesel Engine. SAE Paper 970835, 1997.
19. Wolff A. Numerical analysis of piston ring pack operation. *Combustion Engines – Silniki Spalinowe* 2009; 2(137): 128-141.

Dr inż. Grzegorz KOSZAŁKA

Katedra Silników Spalinowych i Transportu
Politechnika Lubelska
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Polska
e-mail: g.koszalka@pollub.pl
