

The numerical calculation module for piston rings & cylinder and research with analysis of the results of the internal combustion engine locomotive during the 85-hour endurance test

Numeryczny moduł obliczeniowy dla cylindrów i pierścieni oraz badanie i analiza wyników 85-godzinnych testów wytrzymałościowych silnika lokomotywy

The piston with piston rings and bearing surface is a self-contained and highly complex tribological system. One of the most widespread global friction pairs traversed by reciprocating a pair of piston rings - cylinder internal combustion engine. Group PRC combustion engine is the solution generating considerable friction. Various researchers estimate the share of friction losses, per node piston rings - cylinder liner, at 19 to 60% of the total friction losses in the combustion engine. This paper describes part of a larger program to reduce wear the set working parts (piston, piston ring and bearing surface). The project is implemented through the development of new designs of piston rings with anti-wear coating that contains synthetic diamond in the form of loose embedded in a coating of chromium (PRC). The aim of the author was to present the methodology used to compute characterized by a particular procedure. In practical use FEM software is used and the FVM. Developed and implemented Piston Rings Calculation Module is compatible with the idea of numerical computational methods is to say: functionally consists in carrying out a calculation of the desire to achieve the exact solution (the nearest is real) by conducting and receiving intermediate solutions (the next).

Tłok wraz z pierścieniami oraz powierzchnią cylindra jest bardzo złożonym zamkniętym systemem trybologicznym. Pierścienie tłoka – cylinder jest jedną z najbardziej globalnie rozpowszechnionych par tarcia silników spalinowych. Para tarcia TPC jest rozwiązaniem wytwarzającym znaczące tarcie w silnikach spalinowych. Różne źródła naukowe określają straty na jeden węzeł spowodowane tarciami pary pierścień-ściana cylindra jako 19 do 60% wartości wszystkich strat tarcia w silniku spalinowym. W tym artykule omówiono część większego programu badawczego mającego na celu zmniejszenie zużycia pracujących elementów (tłok, pierścienie tłoka, powierzchnia cylindra). Projekt ten jest wdrażany w ramach rozwoju nowych konstrukcji pierścieni tłokowych z powłoką zapobiegającą zużyciu, zawierającą syntetyczny diament luźno zatopiony w powłoce chromu (TPC). Celem Autorów było przedstawienie metodologii stosowanej do obliczeń charakteryzującej się określoną procedurą. W praktyce wykorzystuje się oprogramowanie MES oraz MOS. Opracowany i wdrożony moduł obliczeniowy pierścieni tłokowych jest zgodny z ideą numerycznych metod obliczeniowych, to znaczy: funkcjonalnie polega na przeprowadzeniu obliczenia zamiaru uzyskania dokładnego wyniku (najbardziej zbliżonego rzeczywistości) poprzez uzyskanie i wykorzystanie wartości pośrednich.

1. Introduction

This paper describes two part of a larger program to reduce wear the set working parts (piston, piston ring and bearing surface). The project is implemented through the development of new designs of piston rings with anti-wear coating that contains synthetic diamond in the form of loose embedded in a coating of chromium (PRC). The main purpose of coating is to reduce ring wear while maintaining or reducing wear cylinder sleeve. Application for said part of the research is EMD 645 engine. The engine used in this

1. Wstęp

W artykule opisano dwie części większego programu badawczego mającego na celu zmniejszenie zużycia pracujących elementów (tłoka, pierścieni tłoka, ścianek cylindra). Projekt ten jest wdrażany w ramach rozwoju nowych konstrukcji pierścieni tłokowych z powłoką zapobiegającą zużyciu, zawierającą syntetyczny diament luźno zatopiony w powłoce chromu (TPC). Głównym celem warstwy wierzchniej jest zmniejszenie zużycia pierścieni tłokowych z zachowaniem lub zmniejszeniem zużycia ścianek cylindra.

study was manufactured by the Electro-Motive Division of General Motors Corporation (EMD). It is popular for locomotive applications in North America, as well as in marine, industrial and power generation applications. For this program, the EMD 12-645-E engine was chosen because it is commonly found in switcher and road-switcher locomotive applications in North America, in power ranges from 750 kW to 1.500 kW. Roughly 3.000 of these switcher locomotives are in operation in North America. Figure 1 shows an EMD GP38-2 road-switcher locomotive, which is equipped with an engine like the one tested in this program. Specifications for the EMD 12-645-E engine are given in Table 1. The EMD 645-E engine is a uniflow-scavenged, two-stroke, direct-injected diesel. Figure 2 shows a power assembly from the EMD 645-E engine. Figure 2 shows that the power assembly has four compression rings on the piston crown and two oil control rings at the piston skirt.



Fig. 1. EMD GP38-2 road-switcher locomotive
Rys. 1. Lokomotywa manewrowa EMD GP38-2

EMD 12-645-E engine specifications [2] Table 1
Specyfikacje silnika EMD 12-645-E [2] Tablica 1

Engine Model EMD 12-645-E	
Cylinders	V-12
Bore	230 mm
Stroke	254 mm
Displacement/cylinder	10.6 dm ³
Compression Ratio	16:1
Power	1,100 kW
BMEP	5.9 bar @ 900 rpm
BSFC @ rated power	254 g/kW-hr
Air Charging	Gear driven roots - blower
Fuel Injection	Cam driven unit - injectors
Crankcase Ventilation	Crankcase fumes are returned into the blower
Engine Condition	About 100 hours break-in upon complete engine overhaul
Emission Certification	EPA Tier 0 - switcher Cycle 2

2. Finite-element simulation

Finite element as such is a simple geometric shape - flat or spatial, for which are set out special points called nodes, and certain functions of interpolation, called functions shape. The nodes are

Zastosowaniem badanego rozwiazania jest silnik EMD 645. Silnik wykorzystany w tych badaniach zostal wyprodukowany przez Electro-Motive Division firmy General Motors Corporation (EMD). Jest on czesto wykorzystywany w lokomotywach w Ameryce Północnej, jak i w żegludze, oraz w elektrowniach i przemyśle. Silnik EMD 12-645-E zostal w tym celu wybrany poniewaz jest on czesto stosowany w lokomotywach manewrowych w Ameryce Północnej, posiada tez moc w przedziale między 750 kW do 1.500 kW. W Ameryce Północnej w eksploatacji jest obecnie okolo 3.000 takich lokomotyw manewrowych. Rysunek 1 przedstawia lokomotywe manewrowa EMD GP38-2, wyposazona w taki sam model silnika jaki zostal wykorzystany w przeprowadzonych badaniach. Dane techniczne silnika EMD 12-645-E zostaly podane w Tabicy 1. EMD 645-E jest dwusuwowym silnikiem z bezposrednim wtryskiem oleju napędowego z przeplykiwaniem wzdluznym. Rysunek 2 przedstawia zespól napędowy silnika EMD 645-E. Rysunek 2 pokazuje, ze zespól napędowy ma cztery pierścienie na denku tłoka oraz dwa pierścienie kontrolne oleju na oslonie tłoka.



Fig. 2. EMD 645-E power assembly [2]

Rys. 2. Zespól napędowy EMD 645-E [2]

2. Symulacja elementów skończonych

Element skończony jest prostym kształtem geometrycznym - płaskim lub przestrzennym, dla którego wyznaczono specjalne punkty zwane węzłami oraz pewne funkcje interpolacji zwane funkcjami kształtu. Węzły znajdują się na wierzchołkach elementu skończonego, mogą być również umieszczone na bokach, co nazywa się składnikami wyższego rzędu. Jeśli węzły są tylko wierzchołkami elementu

located at the vertices of the finite element may also be placed against its sides, this is called the higher order components. If the nodes are only the vertices of the finite element is called a linear component or element of the first row. The Government of the element is always equal to the rank shape function, while the number of functions in a single component shape corresponds to the number of its nodes [2]. All finite elements and nodes must be numbered, usually seeks to ensure that the numbering will guarantee a minimum bandwidth of non-zero coefficients matrix of equations [2]. FEM concept assumes that any quantity, for example, stress or strain described by a continuous function, approximated discrete model. Discrete model is composed of a set of continuous functions defined in a finite number of subdivisions called elements, to which divided the region [2, 4, 6].

Individual continuous functions of the subdivisions are determined by the value of the primary functions of a finite number of points called nodes. To obtain a discrete model should therefore:

- distinguish a finite number of nodes
- nodes to determine physical quantities, subject to approximation - such as stress or displacement
- divide the area in question on a finite number of elements
- approximate size of the physical elements using polynomial approximation, for example, ranks, or strings [1].

Now that the finite element method is used widely, there are many types and kinds of finite elements. In order to determine the type of finite element makes the following basic criteria characterizing featured item [2]:

- dimension of the element: one-dimensional - 1D, two-dimensional - 2D, three-dimensional - 3D
- geometric shape
- the degree and type of shape function adopted
- number of nodes in the element
- constraints imposed on the item [2].

Due to the size of finite elements can be divided into one-dimensional, two-dimensional and three-dimensional, exemplary diagrams of data elements are presented below. [2,8] Of the three-dimensional elements, which describe the three-dimensional space, we can distinguish volume elements such as TETRA, PENTA, HEXA, and elements axially - symmetrical. Due to the geometrical shape can distinguish the following finite elements [2]

In some cases, the mapping area of the curved lines use elements with curved contours - isoparametric elements. For ease of description of the geometry of the curved elements is transformed to the geometry of the core. We can distinguish 3 classes of curved elements:

- isoparametric,

skończonego, nazywa się to składnikiem liniowym lub elementem pierwszego rzędu. Rząd elementu jest zawsze równy rzędowi funkcji kształtu, a liczba funkcji w jednym komponencie kształtu odpowiada liczbie jego węzłów [2]. Wszystkie elementy i węzły skończone muszą być ponumerowane, zwykle dąży się do zapewnienia, że numeracja zagwarantuje minimalną szerokość pasma macierzy równań niezerowych współczynników [2]. Koncepcja MES zakłada, że dowolna wielkość, na przykład naprężenie lub odkształcenie może zostać opisane przez funkcję ciągłą, aproksymowany model dyskretny. Model dyskretny składa się z zestawu funkcji ciągłych określonych w skończonej liczbie podrozdziłów zwanych elementami, do których rozdzielono region [2, 4, 6].

Poszczególne funkcje ciągłe podrozdziłów są określane przez wartość funkcji podstawowych o skończonej liczbie punktów zwanych węzłami. Aby uzyskać model dyskretny, należy:

- rozróżnić skończoną liczbę węzłów
- sposobem aproksymacji zdefiniować węzły określające wielkości fizyczne - takie jak naprężenia lub przemieszczenie
- podzielić dany obszar na skończoną liczbę elementów
- przybliżyć rozmiar elementów fizycznych za pomocą aproksymacji wielomianowej, na przykład rang lub łańcuchów [1].

Obecnie, gdy metoda elementów skończonych jest szeroko stosowana, istnieje wiele typów i rodzajów elementów skończonych. W celu określenia rodzaju elementu skończonego dokonuje się następujących podstawowych ocen kryterialnych charakteryzujących dany element [2]:

- wymiar elementu: jednowymiarowy - 1D, dwuwymiarowy - 2D, trójwymiarowy - 3D
- kształt geometryczny
- przyjęty rząd i rodzaj funkcji kształtu
- liczba węzłów w elemencie
- ograniczenia nałożone na obiekt [2].

Ze względu na rozmiar elementów skończonych można je podzielić na jednowymiarowe, dwuwymiarowe i trójwymiarowe, przykładowe diagramy danych elementów przedstawiono poniżej. [2,8] Spośród trójwymiarowych elementów, które opisują trójwymiarową przestrzeń, możemy wyróżnić elementy objętościowe, takie jak TETRA, PENTA, HEXA, oraz elementy osiowo - symetryczne. Elementy skończone można rozróżnić na podstawie kształtu geometrycznego [2].

W niektórych przypadkach pole obszaru linii zakrzywionych wykorzystuje elementy o zakrzywionych konturach. Dla ułatwienia opisu geometria zakrzywionych elementów jest przekształcana w geometrię rdzenia. Możemy wyróżnić 3 klasy elementów zakrzywionych:

- superparametric,
- subparametric [2, 7].

By constraints imposed on the finite element meant to receive the possibility of movements in different directions points that belong to this element. The element arises field strains and stresses. In the space generally occurs 6 degrees of freedom, while the number of degrees of freedom of the finite element is presented below [2, 4, 6]:

- rod elements 2D and 3D {ux, uy, uz}
- Beam Elements 2D and 3D {ux, uy, uz, ax, ay, az,}
- membrane elements {ux, uy}
- disc elements {ux, uy, az}
- plate elements {u, ax, ay} or {u, ax, ay, axy}
- coating elements {ux, uy, uz, ax, ay, az,}
- volume elements {ux, uy, uz} [1].

During the execution of the task No. 1 titled Strength calculations band of piston rings during the period from 01.06.2014 to 31.08.2014 works were carried out in order to calculate the state of stress in the piston rings whose method of implementation and the scope can be reduced to:

1. Develop calculation module piston rings (Fig. 3).
2. Carry out calculations for the three engines of the Rings: EMD 645, I0470, according S359 of Computing Module Piston Rings.

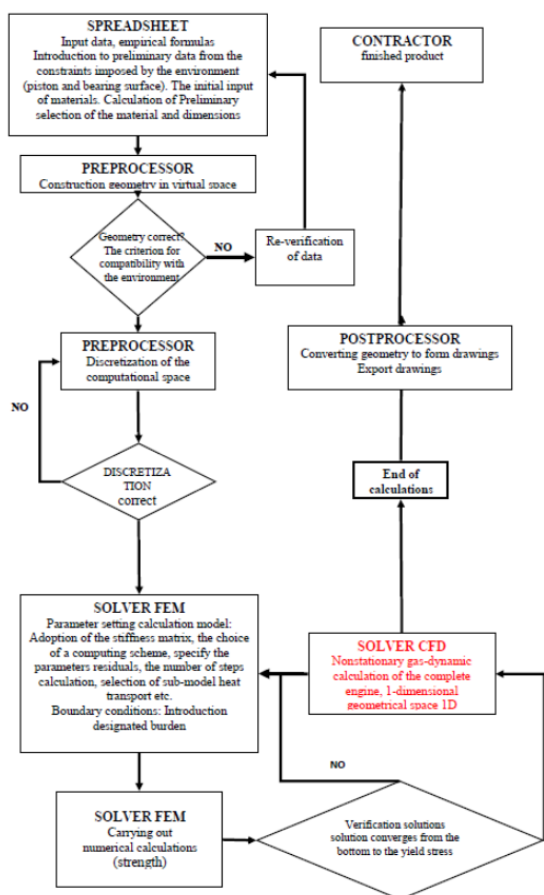


Fig. 3. A block diagram of the computing unit of piston rings

Rys. 3. Schemat blokowy jednostki obliczeniowej pierścieni tłokowych

- izo-parametryczne,
- super-parametryczne,
- sub-parametryczne [2, 7].

Ograniczenia nałożone na element skończony mają umożliwić ruch punktów należących do tego elementu w różnych kierunkach. Element doświadcza naprężeń i naprężeń pola. W przestrzeni występuje na ogół 6 stopni swobody, zaś liczbę stopni swobody elementu skończonego przedstawiono poniżej [2, 4, 6]:

- elementy prętowe 2D i 3D {ux, uy, uz}
- elementy belkowe 2D i 3D {ux, uy, uz, ax, ay, az,}
- elementy membranowe {ux, uy}
- elementy dysku {ux, uy, az}
- elementy płytowe {u, ax, ay} lub {u, ax, ay, axy}
- elementy powłokowe {ux, uy, uz, ax, ay, az,}
- elementy objętościowe {ux, uy, uz} [1].

W trakcie realizacji zadania nr 1 zatytułowanego: Obliczenia wytrzymałościowe pierścieni tłokowych w okresie od 01.06.2014 do 31.08.2014 prace badawcze wykonywane były w celu obliczenia naprężeń w pierścieniach tłokowych których opis wdrożenia oraz zakres badań można skrócić do:

1. Opracowania modułu obliczeniowego dla pierścieni tłokowych (Rys. 3).
2. Przeprowadzenie obliczeń dla pierścieni w trzech silnikach: EMD 645, I0470, S359 zgodnie z modułem obliczeniowym pierścieni tłokowych.

Opracowany i wdrożony moduł obliczeniowy pierścieni tłokowych jest zgodny z ideą numerycznych metod obliczeniowych, to znaczy: funkcjonalnie polega na przeprowadzeniu obliczenia w celu osiągnięcia dokładnego rozwiązania (najbardziej zbliżonego do rzeczywistości) poprzez uzyskanie i wykorzystanie wartości pośrednich. Schemat blokowy (Rys. 3) jednostki obliczeniowej zawiera nazwy funkcji każdego z etapów w dążeniu do osiągnięcia efektu końcowego, jakim jest określenie geometrii i materiału pierścieni tłokowych. Przedstawiony schemat blokowy jednostki obliczeniowej dla pierścieni tłokowych (rys. 4) wyposażony jest w podmoduł zadania 2 pt.: „obliczenie obciążenia w zespole modeli silników spalinowych TPC z wykorzystaniem metody MES“. Wspomniany podmoduł zaznaczono kolorem czerwonym i zostanie opisany wraz z zadaniem.

Arkusze kalkulacyjny – dane wejściowe na tym etapie gromadziły wszystkie dostępne systemy rejestrujące dane pomiarowe w rowkach pierścieni tłokowych i pomiary średnic cylindrów, a także dane dotyczące materiałów, z których członek konsorcjum FPT „Prima” SA może wytwarzać pierścienie tłokowe. Następnie dokonano szacunków na podstawie wzorów empirycznych oraz wcześniej określonej geometrii i materiału pierścieni tłokowych. Preprocesor – Geometria konstrukcyjna pierścieni na tym etapie została

Developed and implemented Piston Rings Calculation Module is compatible with the idea of numerical computational methods is to say: functionally consists in carrying out a calculation of the desire to achieve the exact solution (the nearest is real) by conducting and receiving intermediate solutions (the next). Shown in Fig. 3, a block diagram of a computing unit piston ring contains the names of the functionality of each of the stages in the quest to achieve the final effect, which is to define the geometry and material of piston rings. Presented a block diagram of a computing unit piston rings (Fig. 4) has a sub-module implemented in the rump. 2 pt: "load calculation in the model assembly TPC combustion engines using the MES". Said sub-module is marked in red and will be described in the task no. 2.

Spreadsheet - Data input at this stage, collected all available data measurement in the piston ring grooves and measurements of the diameters of cylinders, as well as data on the materials from which the consortium member FPT "Prima" SA can make piston rings. Then made estimates based on empirical formulas and pre-defined geometry and material of piston rings. The preprocessor - Construction geometry at this stage been set in the previous step geometry of the rings. The construction geometry was carried out in the preprocessor to the program Ansys CFD, construction geometry was based on coordinates of points then combined their curves, which were spread on surfaces which were then sealed in volume and given boundary condition "solid". Geometric correct - at this stage was inspected by checking whether the geometry of the virtual rings are located in annular grooves of the pistons. Preprocessor - Discretization computing space, at this stage in the software Ansys CFD made discretization or the distribution of geometry into a finite number of elements, choosing cubic higher-order elements (Fig. 4).

Discretization correct - at this stage was made to verify the quality of discrete area of scanning all the elements of the criterion: volume differences, differences in diagonals, differences in lengths of the sides. SOLVER FEM - Abaqus, at this stage, carried out all the necessary steps to build a numerical model of the above / in the system; adoption of stiffness matrix, the choice of a computing scheme, specify the parameters of convergence, the number of steps calculation, selection of sub-model heat transport etc. One of the most important things was the introduction of boundary conditions through proper task force vector. Verification solution - at this stage completed the task of receiving the first targets as a result of stress in the rings under two conditions of load: compression (Fig. 5) and stretching (Fig. 6) for each of the rings. After the analysis for each of the rings to give the results. In (Fig. 5) and (Fig. 6) have been

ustalona w poprzednim etapie. Geometria konstrukcji została zdefiniowana w preprocesorze programu Ansys CFD, została ona oparta na współrzędnych punktów, po czym połączono ich krzywe, które zostały rozłożone na powierzchniach, które zostały następnie uszczelnione objętościowo i dano warunek brzegowy „bryły”. Poprawność geometryczna – na tym etapie zweryfikowano układ, sprawdzając, czy geometria wirtualnych pierścieni zawiera się w pierścieniowych rowkach tłoków. Preprocesor – dyskretyzacja przestrzeni obliczeniowej – na tym etapie w programie Ansys CFD dokonano dyskretyzacji lub rozkładu geometrii na skończoną liczbę elementów, wybierając sześciennie elementy wyższego rzędu (Rys. 4).

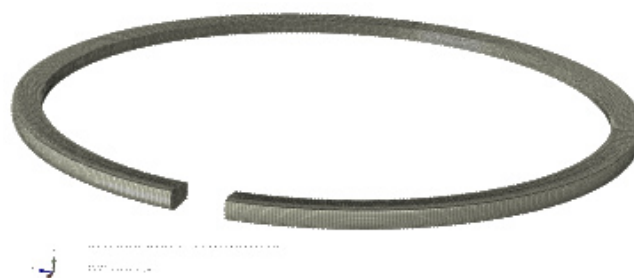


Fig. 4. The discret form a ring geometry of an exemplary EMD 645E - mesh FEM

Rys. 4. Określona forma geometrii przykładowego pierścienia EMD 645E - siatka MES

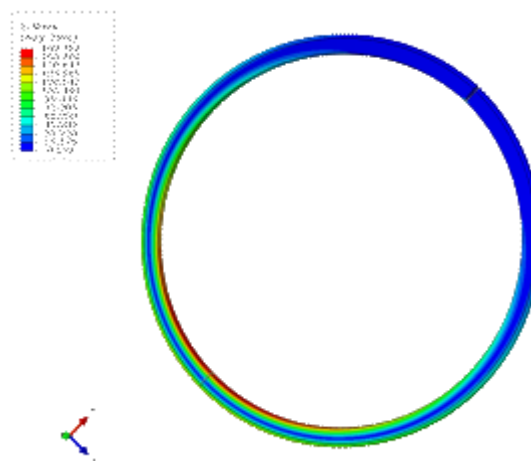


Fig. 5. View of the state of stress in the compression ring engine EMD645

Rys. 5. Obraz stanu naprężeń pierścienia tłokowego w silniku EMD645

Poprawność dyskretyzacji – na tym etapie dokonano weryfikacji jakości dyskretnego obszaru skanowania wszystkich elementów wobec kryteriów: różnic objętości, różnic przekątnych, różnic długości boków. SOLVER FEM – na tym etapie przeprowadził wszystkie niezbędne kroki, aby zbudować model numeryczny powyższego układu w systemie, w tym: przyjęcie macierzy sztywności, wybór schematu obliczeniowego, określenie parametrów konwergencji,

included distribution of stresses and displacements for the individual rings.

The state in which the rings are shown in the figures $k = 1.2$ for the material. Noticeable is the accuracy of the highest stresses experienced during assembly ("expansion" of the ring) are found in the most remote from the slot assembly, a similar tendency appears in the case of compression to close the lock.

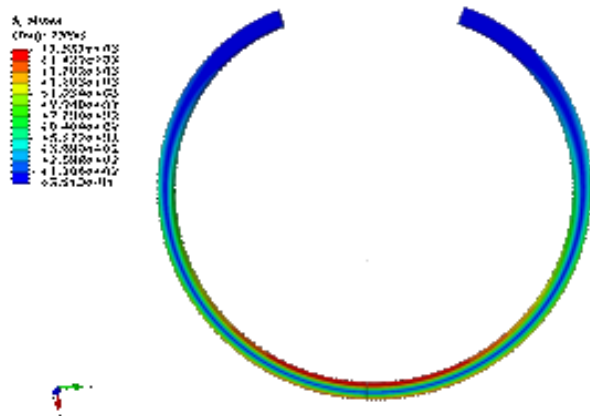


Fig. 6. View of the state of stress in the tension ring exemplary engine EMD 645E

Rys. 6. Obraz naprężeń w pierścieniu tłokowym w przykładowym układzie silnika EMD 645E

3. The durability engine test

The second part of the research was the test of the durability of diesel two stroke internal combustion engine with, also equipped with steel piston rings made in the technology of diamond coating of the first groove [8]. The purpose was to check the quantity of piston rings wearing with the diamond-derivative coating on the external surface.

After the geometric measurements was made an installation of engine components in the engine EMD 645-E, which was mounted on a test bench in the engine laboratory in the Southwest Research Institute in San Antonio, USA. The next step was the operation of the locomotive engine Pacific3450 Union in the ongoing 85 hours endurance test at maximum, the value of 550 rev / min and a rated power of 650 kW. After completion of the test the rings were measured geometrically again to determine the value of the wear.

This coating is a multilayer porous chromium coating applied galvanically where in the pores after the reversed polarity of the process is deposited synthetic diamond dust. Coating constituted in that process is characterized by good tribological properties, while ensuring a high hardness. In the case of boundary friction and contact with surface asperities, in the similar technology hard alumina particle was deposited and getting to the top of cylinder imbalances

obliczenie liczby kroków, wybór pod-modelu transportu ciepła itp. Jedną z najważniejszych rzeczy było wprowadzenie warunków brzegowych poprzez odpowiedni wektor siły roboczej. Weryfikacja wyniku – na tym etapie zakończono zadanie uzyskiwania pierwszych wyników naprężenia w pierścieniach w dwóch warunkach obciążenia: ściskania (rys. 5) i rozciągania (rys. 6) dla każdego z pierścieni. Po analizie podano wyniki dla każdego z pierścieni. W (rys. 5) i (rys. 6) uwzględniono rozkład naprężeń i przemieszczeń dla poszczególnych pierścieni.

Pierścienie pokazane na rysunkach posiadają wartość $k = 1,2$ dla materiału. Zauważalna jest dokładność najwyższych naprężeń doświadczanych podczas montażu („rozszerzanie się” pierścienia) występuje w punkcie najbardziej oddalonym od zespołu gniazda, podobna tendencja występuje w przypadku ściskania do aby zamknąć zamek.

3. Test wytrzymałości silnika

Drugą częścią badań był test trwałości dwusuwowego silnika spalinowego, wyposażonego również w stalowe pierścienie tłokowe wykonane w technologii diamentowej powłoki pierwszego rowka [8]. Celem było określenie ilościowego zużycia pierścieni tłokowych z powłoką pochodną diamentu na powierzchni zewnętrznej. Zakres prac obejmował pomiary geometryczne i opis powierzchni cylindrów, z którymi współpracowały.

Po dokonaniu pomiarów geometrycznych zainstalowano te elementy w silniku EMD 645-E, który był zamontowany na stanowisku badawczym w laboratorium silników w Southwest Research Institute w San Antonio, USA. Kolejnym krokiem była praca silnika lokomotywy Pacific3450 Union w trwającym 85 godzin teście wytrzymałościowym przy maksymalnej prędkości obrotowej 550 obr/min i mocy znamionowej równej 650 kW. Po zakończeniu testu pierścienie zostały ponownie zmierzone geometrycznie w celu ustalenia poziomu ich zużycia.

Zastosowana powłoka jest wielowarstwową porowatą powłoką chromową nakładaną galwanicznie, w której w porach po odwróconej polarności procesu osadza się pył diamentu syntetycznego. Powłoka utworzona za pomocą tego procesu charakteryzuje się dobrymi właściwościami trybologicznymi, zapewniając jednocześnie dużą twardość. W przypadku tarcia granicznego i kontaktu z nierównościami powierzchni, w podobnej technologii osadzono twardą cząstkę tlenku aluminium, gdzie jej dostanie się na górę cylindra spowodowało znaczący wzrost zużycia w warunkach wysokiej temperatury. Dokładne powlekanie zapobiega powstawaniu takich wad. Diament jako najtwardszy znany minerał zapewnia w sumie znaczny wzrost ogólnej twardości powłoki. Jednocześnie w przypadku tarcia granicznego spowodowanego kontaktem chropowatości powierzchni między pierścieniem a cylindrem towarzyszący temu procesowi

caused the intensive use, of a considerable abrasive wear in high temperature conditions. Elaborated coating is devoid of this defect. Diamond as the hardest known mineral ensures a significant increase hardness of the coating in total. At the same time in the case of boundary friction caused by the contact of surface roughnesses between the ring and the cylinder is accompanying increase in temperature causes the transition of diamond into graphite. This occurs even at 873 K (700 °C) and higher. Thanks to this phenomenon this hardest known mineral becomes a kind of grease. The coating consists of twenty-two layers.

wzrost temperatury powoduje przemianę diamentu w grafit. Dzieje się tak w temperaturze 873 K (700°C) i wyższej. Dzięki temu zjawisku ten najtwardszy znany minerał staje się rodzajem smaru. Powłoka składa się z dwudziestu dwóch takich warstw.

4. Pomiar przed i po teście

Dokonano pomiaru wymiarów użytych pierścieni tłokowych przed testem oraz po teście silnikowym. Zawarto w nich 12 wariantów pierścieni o różnej numeracji. Uzyskane wartości rozmiarów pierścieni przed badaniem dla wysokości osiowej przedstawiono w Tabelcy 2, natomiast wartości grubości promieniowej w Tabelcy 3.

Wyniki pomiaru wysokości osiowej pierścieni przed badaniem Tabelcy 2

Measurement of the axial height of the rings before testing Table 2

RING number	VALUE OF MEASUREMENT OF THE AXIAL HEIGHT OF THE RINGS BEFORE TESTING [MM]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1b	4.783	4.781	4.784	4.784	4.789	4.792	4.785	4.78	4.79	4.797
2	4.812	4.801	4.8	4.781	4.785	4.786	4.794	4.808	4.807	4.809
3b	4.787	4.781	4.786	4.793	4.79	4.79	4.802	4.798	4.786	4.789
4	4.805	4.804	4.799	4.791	4.791	4.795	4.795	4.806	4.812	4.816
5b	4.789	4.804	4.803	4.807	4.81	4.807	4.801	4.784	4.788	4.795
6	4.784	4.788	4.796	4.8	4.79	4.807	4.798	4.792	4.79	4.794
7	4.786	4.782	4.785	4.793	4.796	4.797	4.801	4.792	4.786	4.788
8b	4.796	4.801	4.807	4.801	4.799	4.79	4.788	4.798	4.81	4.813
9	4.788	4.786	4.784	4.77	4.766	4.776	4.796	4.796	4.794	4.795
10b	4.8	4.807	4.782	4.799	4.799	4.786	4.804	4.792	4.786	4.791
11	4.787	4.795	4.788	4.775	4.771	4.774	4.786	4.793	4.793	4.801
12b	4.806	4.808	4.817	4.811	4.812	4.809	4.79	4.788	4.806	4.817

Measurement of the radial thickness of the ring before testing Tabelcy 3
Wyniki pomiaru grubości promieniowej pierścienia przed badaniem Table 3

PIERŚCIEŃ numer	WARTOŚĆ POMIARU GRUBOŚCI PROMIENIOWEJ PIERŚCIEŃ PRZED BADANIEM [MM]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1b	7,484	7,467	7,476	7,468	7,492	7,492	7,489	7,492	7,482	7,492
2	7,643	7,587	7,601	7,626	7,647	7,666	7,662	7,646	7,613	7,642
3b	7,39	7,417	7,43	7,411	7,411	7,394	7,391	7,39	7,391	7,388
4	7,703	7,657	7,644	7,669	7,676	7,668	7,682	7,689	7,668	7,7
5b	7,492	7,476	7,498	7,508	7,522	7,506	7,48	7,476	7,465	7,471
6	7,552	7,531	7,546	7,586	7,622	7,603	7,592	7,566	7,542	7,566
7	7,566	7,543	7,564	7,587	7,565	7,544	7,509	7,49	7,505	7,551
8b	7,481	7,477	7,475	7,464	7,47	7,484	7,501	7,506	7,49	7,49
9	7,609	7,594	7,588	7,605	7,625	7,597	7,599	7,606	7,6	7,612
10b	7,404	7,389	7,398	7,387	7,398	7,41	7,409	7,428	7,415	7,411
11	7,614	7,587	7,587	7,616	7,606	7,598	7,601	7,607	7,607	7,597
12b	7,36	7,374	7,382	7,379	7,371	7,368	7,344	7,35	7,359	7,368

4. Measurement before and after the test

The scope of work included the geometric measurements and a description of the cylinders surfaces with whom they cooperated. The measurement results are given in the table below.

The research project achieved by a 85-hour endurance test used, inter alia, by the company Federal Mogul like a continuous motor work at the specified torque. The result is the intensification of thermal and mechanical loads, leading also intensification of wearing particularly in the piston-rings – cylinder set. The tests were designed for two-stroke diesel locomotive diesel engine type EMD 645 with a cylinder diameter of 9.065 inch (230.2 mm). Each of the cylinders of the engine is equal to the stroke volume of 10.35 liters. The power of the engine varies between 0.6 MW for the six-cylinder unit supplied by the Roots compressor, to 3.1 MW unit twenty - cylinder powered by turbocharger. The tests were powered by turbocharged engine EMD 645E3 (V12) with a capacity of 1200 kW and a torque of 12 000 Nm. Displacement volume is 124.2 liters. We found a place where the motor was installed on the chassis dynamometer. It is a Southwest Research Institute in San Antonio, USA. The tested engine EMD 645 is a typical power unit used in the US market to drive diesel locomotive. The result of the implementation of the sample was measurable wear on the radial thickness and axial height of rings and cylinders and pistons wear.

Measurement of the axial height of the rings after testing Tablica 4

Wyniki pomiaru wysokości osiowej pierścieni po badaniu Table 4

Projekt badawczy zrealizowany był w 85-godzinnym teście wytrzymałościowym zastosowanym między innymi przez firmę Federal Mogul zdefiniowanym jako ciągła praca silnika przy określonym momencie obrotowym. Rezultatem jest intensyfikacja obciążeń termicznych i mechanicznych, co prowadzi również do intensyfikacji zużycia, szczególnie w zestawie tłoków-pierścieni-cylindrów. Testy zostały zaprojektowane dla lokomotywy z dwusuwowym silnikiem wysokoprężnym typu EMD 645 o średnicy cylindra 9,265 cala (230,2 mm). Każdy z cylindrów silnika posiada objętość skokową 10,35 litra. Moc silnika waha się od 0,6 MW dla sześciocylinrowej jednostki (silnik o masie 10 ton) doładowanej przez sprężarkę Rootsa, do dwudziestocylinrowej jednostki o mocy 3,1 MW (silnik o masie 19 ton) z turbosprężarką. Testy zostały przeprowadzone na turbodoładowanym silniku EMD 645E3 (V12) o mocy 1200 kW i momencie obrotowym 12 000 Nm. Pojemność skokowa wynosiła 124,2 litra. Miejscem, w którym silnik został zainstalowany na hamowni podwoziowej, było laboratorium Southwest Research Institute w San Antonio, USA. Badany silnik EMD 645 jest typowym zespołem napędowym stosowanym na rynku amerykańskim do napędzania lokomotyw spalinowych. W wyniku zastosowania tego typu silnika uzyskano mierzalne zużycie na grubości promieniowej i wysokości osiowej pierścieni tłokowych oraz możliwość oszacowania zużycia cylindrów oraz tłoków. Zmierzone wartości wysokości osiowej oraz grubości promieniowej wszystkich badanych próbek pierścieni przedstawiono odpowiednio w Tabelach 4 i 5. Wartości wynikowego zużycia materiałowego pierścieni na podstawie uzyskanych zmian ich rozmiarów zestawiono w Tabelach 6 i 7.

RING Number	VALUE OF MEASUREMENT OF THE AXIAL HEIGHT OF THE RINGS AFTER TESTING [MM]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1b	4.788	4.772	4.78	4.779	4.785	4.785	4.778	4.776	4.783	4.788
2	4.798	4.798	4.79	4.781	4.776	4.775	4.781	4.791	4.798	4.799
3b	4.799	4.78	4.785	4.789	4.78	4.782	4.794	4.792	4.785	4.781
4	4.805	4.804	4.804	4.79	4.789	4.788	4.793	4.802	4.809	4.808
5b	4.786	4.801	4.803	4.803	4.804	4.805	4.794	4.784	4.785	4.795
6	4.784	4.784	4.789	4.799	4.792	4.793	4.794	4.79	4.787	4.789
7	4.788	4.785	4.795	4.792	4.785	4.78	4.791	4.793	4.791	4.791
8b	4.798	4.799	4.804	4.797	4.793	4.785	4.783	4.79	4.799	4.806
9	4.787	4.785	4.784	4.776	4.772	4.777	4.791	4.796	4.795	4.8
10b	4.798	4.791	4.784	4.791	4.79	4.789	4.786	4.792	4.786	4.788
11	4.794	4.792	4.79	4.783	4.77	4.773	4.787	4.788	4.788	4.793
12b	4.806	4.804	4.817	4.811	4.806	4.795	4.788	4.789	4.801	4.812

Measurement of the radial thickness of the ring after testing Table 5
 Wyniki pomiaru grubości promieniowej pierścienia po badaniu Tablica 5

NR	VALUE OF MEASUREMENT OF THE RADIAL THICKNESS OF THE RINGS AFTER TESTING [MM]									
pierśc.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1b	7.471	7.456	7.462	7.455	7.484	7.484	7.479	7.48	7.465	7.488
2	7.625	7.578	7.528	7.616	7.634	7.658	7.651	7.633	7.601	7.622
3b	7.377	7.406	7.42	7.401	7.4	7.382	7.382	7.383	7.385	7.376
4	7.679	7.639	7.62	7.643	7.649	7.645	7.66	7.661	7.65	7.679
5b	7.459	7.463	7.484	7.491	7.507	7.494	7.471	7.464	7.454	7.46
6	7.541	7.519	7.535	7.561	7.595	7.593	7.584	7.553	7.519	7.542
7	7.539	7.516	7.538	7.557	7.546	7.525	7.491	7.466	7.488	7.529
8b	7.462	7.461	7.46	7.451	7.455	7.47	7.484	7.491	7.476	7.476
9	7.601	7.585	7.574	7.587	7.603	7.585	7.586	7.587	7.585	7.602
10b	7.389	7.374	7.382	7.369	7.384	7.399	7.398	7.415	7.401	7.399
11	7.601	7.577	7.567	7.592	7.592	7.586	7.587	7.589	7.591	7.578
121b	7.345	7.361	7.369	7.361	7.357	7.356	7.33	7.333	7.347	7.358

Value of the axial height wearing of the rings after the test Table 6

Wyniki zużycia pierścieni na podstawie zmiany wartości wysokości osiowej pierścieni po badaniu Table 6

PIERŚĆ -CIEN	WARTOŚĆ ZMIANY WYSOKOŚCI OSIOWEJ PIERŚCIENI PO BADANIU [MM]									
Numer	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1b	-0,005	0,009	0,004	0,005	0,004	0,007	0,007	0,004	0,007	0,009
2	0,014	0,003	0,01	0	0,009	0,011	0,013	0,017	0,009	0,01
3b	-0,012	0,001	0,001	0,004	0,01	0,008	0,008	0,006	0,001	0,008
4	0	0	-0,005	0,001	0,002	0,007	0,002	0,004	0,003	0,008
5b	0,003	0,003	0	0,004	0,006	0,002	0,007	0	0,003	0
6	0	0,004	0,007	0,001	-0,002	0,014	0,004	0,002	0,003	0,005
7	-0,002	-0,003	-0,01	0,001	0,011	0,017	0,01	-0,007	-0,005	-0,003
8b	-0,002	0,002	0,003	0,004	0,006	0,003	0,015	0,02	0,011	0,007
9	0,001	0,001	0	-0,006	-0,006	-0,001	0,005	0	-0,001	-0,005
10b	0,002	0,016	-0,002	0,008	0,009	-0,003	0,018	0	0	0,003
11	-0,007	0,003	-0,002	-0,008	0,001	0,001	-0,001	0,005	0,005	0,008
12b	0	0,004	0	0	0,006	0,014	0,002	-0,001	0,005	0,005

The average wearing value of the radial thickness, and therefore the wearing of the chrome coating ring with PCD is equal to: 0.013 mm. The average wearing value of the radial thickness of the rings is equal to a standard: 0.019 mm. With a measurement accuracy equal to 0,001 mm differences between the wearing of new rings and standard rings are very important.

Diamond – derivative coatings are mainly characterized by a lower friction coefficient and a much greater resistance to wear in comparison to rings that are covered by the common super hard coatings. Without a doubt, the application of such coatings will have an impact not only to extend the life of system

Średnia wartość zużycia grubości promieniowej, a zatem zużycie chromowanego pierścienia powlekanego PCD wyniosła: 0,013 mm. Średnia wartość zużycia promieniowej grubości standardowych pierścieni wynosi: 0,019 mm. Przy dokładności pomiaru równej 0,001 mm różnice między zużyciem nowych i standardowych pierścieni są bardzo znaczące.

Powłoki pochodne diamentów charakteryzują się głównie niższym współczynnikiem tarcia i znacznie większą odpornością na zużycie w porównaniu z pierścieniami pokrytymi zwykłymi powłokami super twardymi. Bez wątpliwości zastosowanie takich powłok będzie miało wpływ nie tylko na przedłużenie żywotności układu tłok-pierścień-cylinder, ale także na

Value of the radial thickness wearing of the rings after the test Table 7
Wyniki zużycia pierścieni na podstawie zmiany wartości grubości promieniowej pierścieni po badaniu Tablica 7

RING	VALUE OF THE RADIAL THICKNESS WEARING OF THE RINGS AFTER THE TEST [MM]									
number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1b	0.013	0.011	0.014	0.013	0.008	0.008	0.01	0.012	0.017	0.004
2	0.018	0.009	0.073	0.01	0.013	0.008	0.011	0.013	0.012	0.02
3b	0.013	0.011	0.01	0.01	0.011	0.012	0.009	0.007	0.006	0.012
4	0.024	0.018	0.024	0.026	0.027	0.023	0.022	0.028	0.018	0.021
5b	0.033	0.013	0.014	0.017	0.015	0.012	0.009	0.012	0.011	0.011
6	0.011	0.012	0.011	0.025	0.027	0.01	0.008	0.013	0.023	0.024
7	0.027	0.027	0.026	0.03	0.019	0.019	0.018	0.024	0.017	0.022
8b	0.019	0.016	0.015	0.013	0.015	0.014	0.017	0.015	0.014	0.014
9	0.008	0.009	0.014	0.018	0.022	0.012	0.013	0.019	0.015	0.01
10b	0.015	0.015	0.016	0.018	0.014	0.011	0.011	0.013	0.014	0.012
11	0.013	0.01	0.02	0.024	0.014	0.012	0.014	0.018	0.016	0.019
12b	0.015	0.013	0.013	0.018	0.014	0.012	0.014	0.017	0.012	0.01

piston - ring - cylinder, but also will reduce fuel consumption even under the most strenuous conditions of work of the unit.

Studies show that with increasing of the carbon in the coating composition and decreasing of the hydrogen amount is related to improved strength and wear resistance at the time of no lubricating function of the lubricant. The use of diamond – derivative coatings is a new direction in the development of technology for internal combustion engines. Replacement of worn parts of the piston - ring - cylinder set would decrease considerably their properties and their improvement has a definite dimension, so the use of such modern shells prolonging the life could change a lot on what evidence may be carried out research and very promising results. These the hardest coatings available on the market today are increasingly used, mainly in the automotive and electronic equipment. The properties of these coatings and getting their increased popularity also contribute to the decrease in costs associated with their production, and the problem of their insufficient thickness will likely be solved with the most modern methods of hard facing on components.

Solution to the given research problem is based on the results of these studies of 85 - hour endurance test. They allow you to acquire new knowledge and skills in the manufacture of coatings PCD, in particular the constitution layers of diamond coating with a specific weight percentage composition. Positive test results realized in Southwest Research Institute in San Antonio in the US pose a real chance to increase the quantities of produced rings with diamond coating for large combustion engines powering locomotives and small inland waterway vessels in the US and in the future perhaps for small internal combustion engines for use in vehicles like a cars, thus extending their

zmniejszenie zużycia paliwa nawet w najbardziej wymagających warunkach pracy jednostki napędowej.

Badania pokazują, że zwiększenie ilości węgla i zmniejszenie ilości wodoru w kompozycji warstwy powlekającej wiąże się ze wzrostem wytrzymałości oraz odporności na zużycie w sytuacjach gdzie lubrykacja smarem nie występuje. Zastosowanie powłok diamentowych jest nowym kierunkiem rozwoju technologii silników spalinowych. Wymiana zużytych części zestawu tłok - pierścieni – cylinder znacznie zmieniła ich właściwości i przywróciła by je do oczekiwanych wymiarów, stąd wykorzystanie takich nowoczesnych pierścieni może wydłużyć długość życia jednostek napędowych, na co wskazują bardzo obiecujące wyniki badań uzyskane w tej pracy. Te najtwardsze powłoki dostępne są obecnie na rynku, i są coraz częściej stosowane, głównie w sprzęcie samochodowym i elektronice. Właściwości tych powłok i ich rosnąca popularność prowadzi również do ciągłego zmniejszania kosztów ich produkcji, natomiast problem ich niewystarczającej grubości zostanie zapewne rozwiązany najnowocześniejszymi metodami powlekania komponentów metalowych.

Rozwiązanie danego problemu badawczego opiera się na wynikach przeprowadzanych 85-godzinnych testów wytrzymałościowych. Pozwalają one na zdobycie nowej wiedzy i umiejętności w zakresie wytwarzania powłok PCD, w szczególności warstw konstytuujących powłokę diamentową o określonym składzie procentowym masy. Pozytywne wyniki testów przeprowadzonych w Southwest Research Institute w San Antonio w USA dają realną szansę na zwiększenie ilości produkowanych pierścieni z powłoką diamentową dla dużych silników spalinowych napędzających lokomotywy i małe jednostki żeglugi śródlą-

life.

5. Summary and conclusion

In conclusion obtained maxima strain ring, which comes to maximum stress. On this basis it was concluded that the rings meet designed in terms of strength required Formed during both compression and installation pistons.

Diamond - derivative coatings can be applied to elements working in high-speed diesel engines and because of the opportunity to work at very high temperatures. They also exhibit good adhesion to the substrate steel and cast iron, and less stress their own, so they seem to be a breakthrough in the use of materials with excellent tribological properties. A complete set of advantages of applying diamond – derivative coatings contains very high hardness (70 GPa), high value electrical resistance, relatively low weight, and most importantly, low coefficient of friction and excellent wear resistance.

dowej w USA, a być może w przyszłości małe silniki spalinowe do stosowania w pojazdach takich jak samochody, co wydłuża ich żywotność.

5. Podsumowanie i wnioski

Podsumowując ustalono wartość maksymalnego obciążenia pierścienia, który określa maksymalne naprężenia. Na tej podstawie stwierdzono, że pierścienie tłoka spełniają przewidziane w projekcie normy pod względem wymaganej wytrzymałości pojawiające się zarówno podczas suwu sprężania, jak i ich montażu.

Diamantowe powłoki pochodne można nakładać na elementy pracujące w silnikach wysokoprężnych ze względu na ich zdolność do pracy w bardzo wysokich temperaturach. Wykazują również dobrą przyczepność do podłoża ze stali i żeliwa i nie wytwarzają dużych naprężeń, więc wydają się być przełomem prowadzącym w stronę stosowania materiałów o doskonałych właściwościach trybologicznych. Pośród zalet nakładania powłok pochodnych diamentów wymienić należy bardzo wysoką twardość (70 GPa), wysoką wartość rezystancji elektrycznej, relatywnie niską masę, a co najważniejsze, niski współczynnik tarcia i doskonałą odporność na zużycie.

BIBLIOGRAPHY / BIBLIOGRAFIA

- [1] Reif, K., Dietsche, K. H., *Automotive Handbook*, Published by: Robert Bosch GmbH, Postfach 410960, D-76225 Karlsruhe. Business Division Automotive Aftermarket. 2014
- [2] Froelund, K., Fritz, S., Smith, B., *RANKING LUBRICATING OIL CONSUMPTION OF DIFFERENT POWER ASSEMBLIES ON AN EMD16-645-E LOCOMOTIVE DIESEL*, c CIMAC Congress 2004, Kyoto
- [3] Corcione, F. E., et al., *Temporal and Spatial Evolution of Radical Species in the Experimental and Numerical Characterization of Diesel Auto-Ignition*, *Proceedings of The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001)*, pp. 355-363, Nagoya 2001.
- [4] Rusiński Eugeniusz, Czmochoński Jerzy, Smolnicki Tadeusz, *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Wydawnictwo: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej; Rok wydania: 2000
- [5] Rusiński E., *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2002 10
- [6] <http://www.is.pw.edu.pl/plik/293/MES-wyklad.pdf>, ostatnia aktualizacja 31.12.2011
- [7] Kaźmierczak A., Tkaczyk M. *The numerical calculation module for piston rings & cylinder of combustion engine*, *Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering*, Springer 2018
- [8] Borkowska J, Kaźmierczak A., *Research and analysis of the results of the internal combustion engine locomotive during the 85-hour endurance test*, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. No. 42, 2016