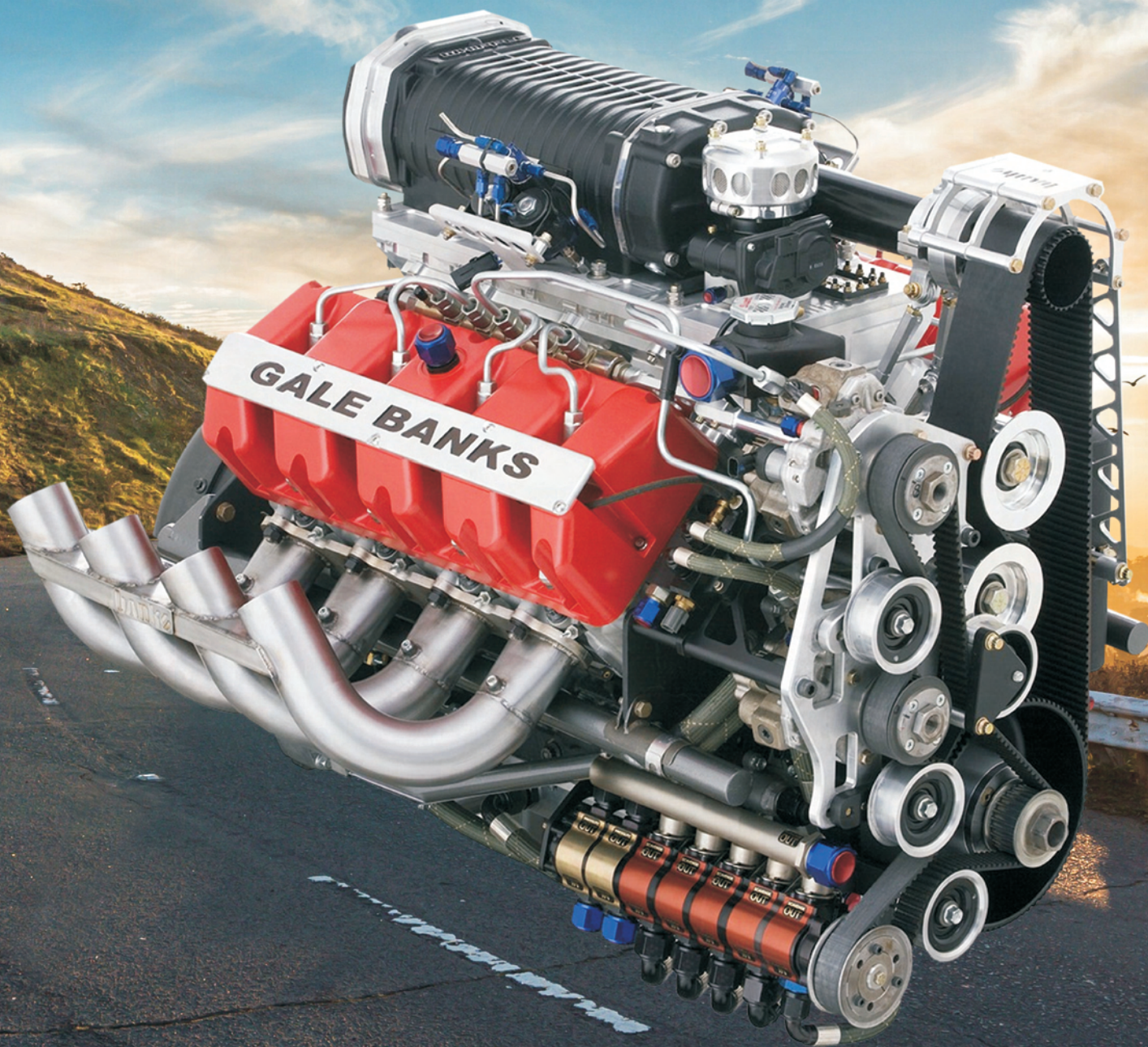




2/2016 (165)



COMBUSTION ENGINES

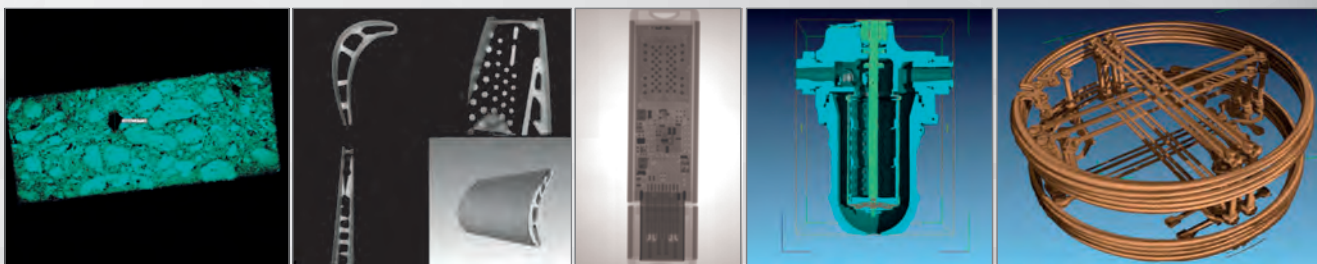


INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96
tel.: 261 851 300; tel./faks: 261 851 313
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl

Tomograf komputerowy (CT) – badanie nieniszczące NDT

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych oferuje usługi z zakresu badań tomografem komputerowym. Badania prowadzone są na tomografie typu v|tome|x m 300 firmy GE o max. mocy lampy 300kV/500W. Urządzenie posiada również lampę do nanotomografii o mocy 80kV/15W.

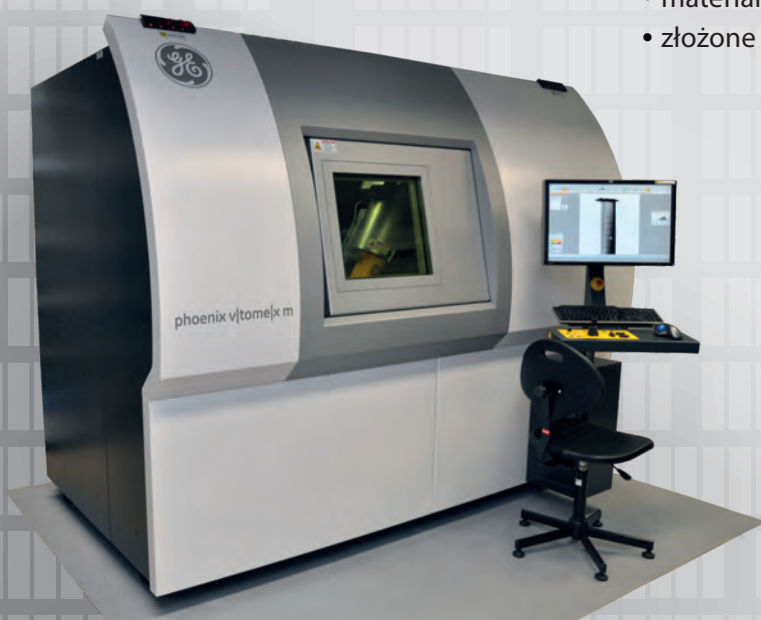


Prowadzimy prace badawcze obejmujące swym zakresem materiały takie jak:

- stopy tytanu
- stale
- materiały kompozytowe
- beton
- guma

Urządzenie umożliwia prowadzenie badań z zakresu:

- wykrywania defektów o rozmiarach powyżej 0,5 μm z wykorzystaniem lampy 180 kV
- materiałów o bardzo dużej gęstości (np. łopatki turbin silników lotniczych) z wykorzystaniem lampy o mocy 300 kV
- układy elektroniczne (scalone)
- materiały pirotechniczne
- złożone agregaty lotnicze



Masa badanych elementów do 50 kg.
Wymiary orientacyjne 50x50x60 cm.

Posiadamy wysoko wykwalifikowany, certyfikowany personel.

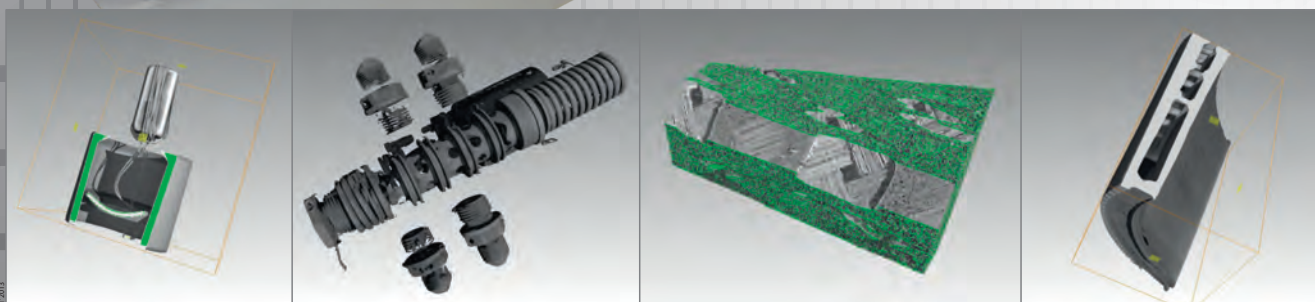
Kontakt bezpośredni:

Zakład Silników Lotniczych

tel.: +48 261 851 334; fax: +48 261 851 338

e-mail: jaroslaw.spychala@itwl.pl

Zapraszamy do współpracy!



PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

**BOSMAL Automotive Research and Development
Institute Ltd**

Instytut Badań i Rozwoju
Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o

Motor Transport Institute

Instytut Transportu Samochodowego

The Institute for Sustainable Technologies

Instytut Technologii Eksploatacji

Institute of Aviation

Instytut Lotnictwa

Automotive Industry Institute

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

The Rail Vehicles Institute TABOR

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

Institute of Mechanised

Construction and Rock Mining

Instytut Mechanizacji Budownictwa
i Górnictwa Skalnego

Institute of Logistics and Warehousing

Instytut Logistyki i Magazynowania

Industrial Institute of Agricultural Engineering

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

AVL List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.

Air Force Institute of Technology

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych



COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

2/2016 (165)

Rok LV

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska

tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

WebSite: <http://www.ptnss.pl>

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Elena R. Magaril – Russia

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszyński – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: +48 61 2244505, +48 61 2244502

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr hab. inż. Miłosław Kozak (Editorial Secretary for Science/

Sekretarz Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Contents/Spis treści

R. Grzejda: Non-linearity of the contact layer between elements joined in a multi-bolted connection and the preload of the bolts/*Nieliniowość warstwy stykowej między elementami łączonymi w połączeniu wielośrubowym a napięcie wstępne śrub* (CE-2016-201) 3

Z. Stępień: Investigations of injector deposits in modern diesel engines/*Badanie osadów wtryskiwaczy nowoczesnych silników z zapłonem samoczynnym* (CE-2016-202)..... 9

I. Pielecha, W. Cieślak, M. Siwoń: Reproducibility and repeatability of hybrid propulsion systems operation indexes in test conditions/*Odtwarzalność i powtarzalność wskaźników pracy układu napędu hybrydowego w warunkach badawczych* (CE-2016-203)..... 21

M. Trelka, J. Bartoszewicz, R. Urbaniak: Selected problems of RD-33 engine reliability in operation/*Wybrane problemy niezawodności eksploatacji silników RD-33* (CE-2016-204) 33

J. Błachnio, A. Kulaszka, M. Ziętara, A. Czyska-Filemonowicz: Microstructure analysis in the creep process of a gas turbine blade of the turbine engine (CE-2016-205)..... 41

D. Jakowski, M. Dzida: Gas turbines – technological development and potential use in CAES systems/*Turbiny gazowe – rozwój technologiczny i możliwość zastosowania w układach CAES* (CE-2016-206) 46

E. Wróblewski, A. Iskra, M. Babiak: The impact of the piston bearing surface stepped profile microgeometry on friction losses in the supercharged combustion engine/*Wpływ schodkowego profilu mikrogeometrii powierzchni nośnej tłoka na straty tarcia w silniku doladowanym* (CE-2016-207)..... 54

J. Kowalski: The model of combustion process in the marine 4-stroke engine for exhaust gas composition assessment/*Model procesu spalania w 4-suwowym silniku okrętowym do oceny składu spalin* (CE-2016-208)..... 60

Editor/Wydawca
Polish Scientific Society of Combustion Engines
 43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
 tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038
 E-mail: sekretariat@ptnss.pl
 WebSite: <http://www.ptnss.pl>

The Publisher of this magazine does not endorse the products or services advertised herein. The published materials do not necessarily reflect the views and opinions of the Publisher./*Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń. Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.*

© Copyright by
Polish Scientific Society of Combustion Engines
 All rights reserved.
 No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopied or otherwise without prior consent of the copyright holder.
*Wszelkie prawa zastrzeżone.
 Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.*

Subscriptions/Prenumerata
 Send subscription requests to the Publisher's address. Cost of a single issue PLZ25 + postage and packing. *Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy. Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.*
Preparation for print/Przygotowanie do druku
 ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
 60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A
Circulation/Nakład: 700 egz.
Printing and binding/Druk i oprawa
 Print Group Szczecin, ul. Mieszka I 63/64

Wydawnictwo rejestrowane w bazie danych o zawartości polskich czasopism technicznych

 – **BAZTECH** www.baztech.icm.edu.pl

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List

 – **Index Copernicus** www.indexcopernicus.com

Deklaracja wersji pierwotnej
Wersją pierwotną czasopisma Combustion Engines jest wersja drukowana.

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines
 otrzymują **13 punktów**
 zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 31 grudnia 2015 r.

As recommended by the Ministry of Science and Higher Education, the panel of associate paper reviewers will be listed in each year's last issue of the magazine./*Zgodnie z zaleceniami Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego lista recenzentów współpracujących publikowana będzie w ostatnim w danym roku numerze czasopisma.*

Cover/Okladka
 I – V8 Diesel Racing Engine (fot. banksinsider.news), background (road-dawn-mountains-sky – static.pexels.com)
 IV – New Ducati Variable Valve Timing DVT Testastretta Engine (fot. www.motociclismo.it)

Non-linearity of the contact layer between elements joined in a multi-bolted connection and the preload of the bolts

The paper presents modeling and calculations of multi-bolted connections at the assembly stage on an example of the engine cylinder head-block connection. The physical model of the connection was introduced as a combination of three subsystems: the set of bolts, the joined element and the contact layer between the joined element and the rigid support. The finite element method (FEM) was used for the modeling. Bolts were replaced with hybrid elements. The joined element was modeled with spatial finite elements. The Winkler model of the contact layer has been taken into consideration. The truth of the theorem has been examined, according to which non-linearity of the contact layer has a negligible impact on the final values of the bolt forces in the case of sequential preloading of the multi-bolted connection. The results of the calculations of a selected multi-bolted connection have been compared with the experimental results.

Key words: multi-bolted connection, engine cylinder head, engine block, assembly

Nieliniowość warstwy stykowej między elementami łączonymi w połączeniu wielośrubowym a napięcie wstępne śrub

Przedstawiono modelowanie i obliczenia połączeń wielośrubowych na etapie montażu, na przykładzie połączenia głowicy z blokiem silnika. Wprowadzono model fizyczny połączenia zbudowany z trzech podukładów: zbioru śrub, elementu łączonego i warstwy stykowej między elementem łączonym a nieodkształcalną ostoją. Do modelowania wykorzystano metodę elementów skończonych (MES). Śruby zastąpiono elementami hybrydowymi. Element łączony zamodelowano za pomocą przestrzennych elementów skończonych. Warstwę stykową potraktowano jako ciało Winklera. Zbadano prawdziwość tezy, według której nieliniowość warstwy stykowej ma znikomy wpływ na końcowe wartości sił w śrubach w przypadku połączenia wielośrubowego napinanego wstępnie kolejno dokręcanymi śrubami. Wyniki obliczeń wybranego połączenia wielośrubowego porównano z wynikami badań doświadczalnych.

Słowa kluczowe: połączenie wielośrubowe, głowica, blok silnika, montaż

1. Introduction

Multi-bolted connections (composed of many objects remaining in contact) are treated as non-linear systems in the calculations. The source of this non-linearity are, for example, gaskets or washers often used as additional intermediate elements in this type of connections [14, 15].

In many practical applications multi-bolted connections are designed as preloaded joints. With introduction of the preload in bolts the reliability of the connection during its operation significantly increases. This concerns, for example, multi-bolted connections between the engine cylinder head and the engine block [10, 13, 16].

Engine cylinder head-block connections are most often analyzed using the finite element method [1]. In the subject literature, the following models of the connection can be found:

- a) plain models [2, 6],
- b) spatial models [3, 4, 5, 12].

These models are used to determine:

- a) the impact of thermal loads on the retention of the preload of bolts [2],
- b) the relation between the preload and fatigue crack propagation in bolts [6],
- c) fatigue strength of the gasket and bolts [3],
- d) the distribution of stress [4] or temperature [5] inside the engine cylinder head,

1. Wprowadzenie

Połączenia wielośrubowe, czyli konstrukcje złożone z wielu stykających się ze sobą elementów, w obliczeniach traktuje się jako układy nieliniowe. Źródłem tej nieliniowości są m.in. uszczelki lub podkładki często stosowane jako elementy pośrednie w tego typu połączeniach [14, 15].

W wielu praktycznych zastosowaniach połączenia wielośrubowe projektuje się jako układy napięte wstępnie. Dzięki wprowadzeniu napięcia wstępnego w śrubach zwiększa się niezawodność danego połączenia podczas jego eksploatacji. Dotyczy to na przykład połączeń wielośrubowych między głowicą a blokiem silnika [10, 13, 16].

Połączenia głowicy z blokiem silnika najczęściej analizuje się przy użyciu metody elementów skończonych [1]. W literaturze dotyczącej tego tematu stosuje się następujące modele połączeń:

- a) płaskie [2, 6],
- b) przestrzenne [3, 4, 5, 12].

Modele te wykorzystuje się w celu ustalenia:

- a) wpływu obciążeń termicznych na utrzymanie wartości napięcia wstępnego w śrubach [2],
- b) zależności między napięciem wstępnym a propagacją pęknięcia zmęczeniowego w śrubach [6],
- c) wytrzymałości zmęczeniowej uszczelki głowicy i śrub [3],
- d) map naprężeń [4] lub temperatur [5] wewnątrz głowicy,

e) the distribution of contact pressure on the gasket [12].

In the considered example of the multi-bolted connection between the engine cylinder head and the engine block, the following main components can be distinguished:

- the engine cylinder head as a flexible joined element,
- the engine block as a rigid support,
- the contact layer between joined elements,
- the set of bolts.

Modeling multi-bolted connections for which it can be assumed so introduced the division of their components is presented in [7]. In the developed multi-bolted connection model, it is assumed that:

- the bolt model can be represented as a model, wherein the plain part of the bolt is modeled as a beam and its head as a rigid element [8],
- bolts are tightened by preloads normal to the contact surface between the joined elements,
- the flexible joined element is modeled with spatial finite elements,
- the contact layer between the joined elements is treated as the nonlinear Winkler elastic foundation model.

The assembly process of the multi-bolted connection is conducted by sequentially tightening of the bolts. This incremental process is also related to increasingly complete clamping of the contact layer between the joined elements. As a result, during the assembly process, the normal characteristics of the contact layer becomes close to linear. The aim of this study is demonstrating such a phenomenon based on a model alternative to the model described in [7], in which the linear model of the contact layer between the joined elements is introduced.

Modeling and calculations of the multi-bolted connection were performed using the Midas NFX 2014 finite element software. The results of numerical simulations have been compared with the experimental results shown in [9].

2. Physical model of the multi-bolted connection

The idea of the modeling method of multi-bolted connections has been presented in [7]. The model of the connection is based on a flexible flange element that is fastened to a rigid support by means of a set of k bolts (see Fig. 1). Bolts are modeled as elements composed of the flexible plain part of the bolt and the rigid head. The stiffness of the i -th bolt's model c_{yi} (for $i = 1, 2, 3, \dots, k$) is defined as stiffness of the beam replacing the plain part of the real bolt.

Between the joined elements (the flexible flange element and the rigid support) the Winkler elastic foundation model [11] is introduced. The contact layer model is described by means of l one-sided linear spring elements with stiffness c_{zj} (Fig. 1b). It is defined by the following relationship:

$$R_j = A_j \cdot f(u_j) \quad (1)$$

where: R_j – force in the center of the j -th elementary contact area (for $j = 1, 2, 3, \dots, l$); A_j – j -th elementary contact area; u_j – deformation of the j -th linear spring element.

The equation of the system equilibrium can be written as:

e) rozkładu nacisków kontaktowych na powierzchni uszczelki głowicy [12].

W rozpatrywanym przykładzie połączenia wielośrubowego między głowicą a blokiem silnika można wydzielić cztery główne składniki:

- głowicę jako odkształcalny element łączony,
- blok silnika jako nieodkształcalną ostoję,
- warstwę stykową między elementami łączonymi,
- zbiór śrub.

Modelowaniu połączeń, dla których można przyjąć tak wprowadzony podział ich elementów składowych poświęcono pracę [7]. W opracowanym modelu połączenia:

- przyjęto hybrydowy model śruby, złożony z odkształcalnego trzpienia i nieodkształcalnego łba [8],
- śruby napinano siłami normalnymi do powierzchni styku łączonych elementów,
- element łączony zamodelowano za pomocą przestrzennych elementów skończonych,
- warstwę stykową między elementami łączonymi potraktowano jako nieliniowe ciało Winklera.

Prowadzenie procesu montażu połączenia wielośrubowego polega na stopniowym dokręcaniu kolejnych śrub. Każdorazowo ten stopniowy montaż połączenia związany jest również ze stopniowym, ale coraz pełniejszym, zaciskaniem warstwy stykowej między łączonymi elementami. W efekcie, podczas prowadzonego procesu montażu połączenia, normalna charakterystyka sztywnościowa warstwy stykowej między elementami łączonymi staje się coraz bardziej liniowa. Celem pracy jest wykazanie takiego zjawiska na podstawie modelu połączenia wielośrubowego alternatywnego do modelu opisanego wyżej [7], w którym przyjęto liniowy model warstwy stykowej między łączonymi elementami.

Modelowanie i obliczenia połączenia wielośrubowego zrealizowano przy zastosowaniu metody elementów skończonych – w programie Midas NFX 2014. Wyniki symulacji komputerowych porównano z wynikami badań doświadczalnych [9].

2. Model fizyczny połączenia wielośrubowego

Idea sposobu modelowania połączenia wielośrubowego została zaprezentowana w pracy [7]. Model połączenia utworzony jest z odkształcalnego kołnierza, przykręcane do nieodkształcalnej ostoi za pomocą zbioru k śrub (rys. 1). Śruby modeluje się jako elementy złożone z odkształcalnego trzpienia – belki i nieodkształcalnego łba. Sztywność pojedynczej śruby c_{yi} (dla $i = 1, 2, 3, \dots, k$) określono jako sztywność belki zastępującej trzpień śruby.

Pomiędzy elementy łączone (odkształcalny kołnierz i nieodkształcalną ostoję) wprowadzono umowną warstwę stykową typu winklerowskiego [11]. Warstwę stykową opisano zbiorem l jednostronnych sprężyn liniowych o sztywności c_{zj} (rys. 1b). Zdefiniowano ją za pomocą charakterystyki (1), gdzie: R_j – siła zaczepiona w środku ciężkości j -tej elementarnej powierzchni styku (dla $j = 1, 2, 3, \dots, l$); A_j – pole j -tej elementarnej powierzchni styku; u_j – przemieszczenie j -tej sprężyny liniowej.

Równanie równowagi układu może zostać zapisane w postaci (2), gdzie: \mathbf{K} – macierz sztywności; \mathbf{q} – wektor

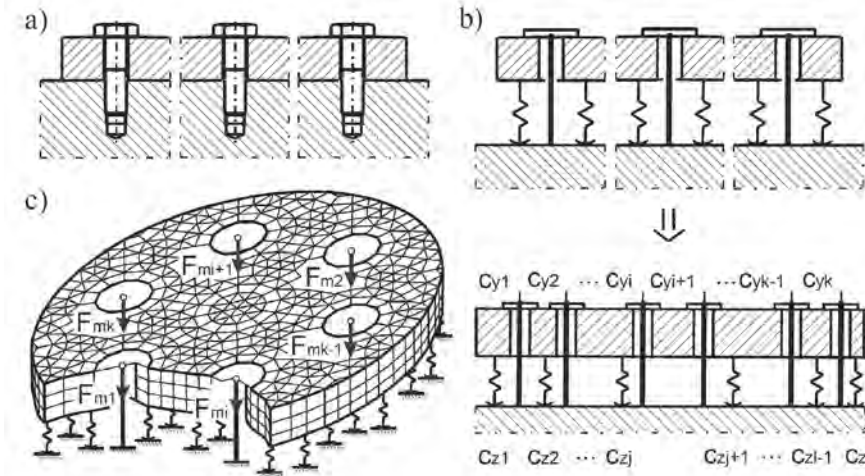


Fig. 1. Multi-bolted connection: a) diagram of the joint, b) description of the spring properties of the joint elements, c) FE-model of the joint

Rys. 1. Połączenie wielośrubowe: a) schemat, b) opis sprężystych właściwości elementów połączenia, c) model w konwencji MES

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{p} \quad (2)$$

where: \mathbf{K} – stiffness matrix; \mathbf{q} – displacements vector; \mathbf{p} – loads vector composed of preloads F_{mi} (see Fig. 1c).

The generating procedure of the stiffness matrix \mathbf{K} has been specified in [7]. Adopting the division of the connection into three subsystems (\mathbf{B} – the set of bolts, \mathbf{F} – the joined element model, \mathbf{C} – the linear Winkler model of the contact layer), the equation (2) can be presented in the form:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{BB} & \mathbf{K}_{BF} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_{FB} & \mathbf{K}_{FF} & \mathbf{K}_{FC} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{CF} & \mathbf{K}_{CC} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{q}_B \\ \mathbf{q}_F \\ \mathbf{q}_C \end{bmatrix} = \mathbf{p} \quad (3)$$

where: \mathbf{K}_{BB} , \mathbf{K}_{FF} , \mathbf{K}_{CC} – stiffness matrices of subsystems \mathbf{B} , \mathbf{F} , \mathbf{C} ; \mathbf{K}_{BF} , \mathbf{K}_{FB} , \mathbf{K}_{FC} , \mathbf{K}_{CF} – matrices of elastic couplings among subsystems \mathbf{B} , \mathbf{F} , \mathbf{C} ; \mathbf{q}_B , \mathbf{q}_F , \mathbf{q}_C – displacements vectors of elements of subsystems \mathbf{B} , \mathbf{F} , \mathbf{C} .

On the grounds of so defined model of the multi-bolted connection, bolt forces, both during the joint assembly and after it has been completed can be evaluated.

The assembly process is an iterative process, which is composed of k steps, in pursuance of the number of bolts in the connection. During the first bolt tightening, the system is made up of a joined element resting on a linear elastic foundation. In this first step, the system is loaded only by the force F_{m1} which is the preload of the bolt No. 1 (Fig. 2a). At that time in the connection model only a single bolt is concluded which is preloaded as the first bolt.

In the next steps of the connection tightening (for $i = 2, \dots, k$), in a suitable place the next hybrid element is

przemieszczeń uogólnionych; \mathbf{p} – wektor sił uogólnionych, zbudowany z sił napięcia wstępnego F_{mi} (rys. 1c).

Sposób tworzenia macierzy sztywności \mathbf{K} podano w pracy [7]. Przyjmując podział połączenia na trzy podukłady (\mathbf{B} – zbiór śrub złącznych, \mathbf{F} – model elementu łączonego, \mathbf{C} – warstwa stykowa), równanie równowagi (2) można przedstawić w postaci (3), gdzie: \mathbf{K}_{BB} , \mathbf{K}_{FF} , \mathbf{K}_{CC} – macierze sztywności podukładów \mathbf{B} , \mathbf{F} , \mathbf{C} ; \mathbf{K}_{BF} , \mathbf{K}_{FB} , \mathbf{K}_{FC} , \mathbf{K}_{CF} – macierze sprzężeń sprężystych pomiędzy podukładami \mathbf{B} , \mathbf{F} , \mathbf{C} ; \mathbf{q}_B , \mathbf{q}_F , \mathbf{q}_C – wektory przemieszczeń uogólnionych podukładów \mathbf{B} , \mathbf{F} , \mathbf{C} .

Na podstawie tak zdefiniowanego modelu połączenia wielośrubowego możliwe jest wyznaczenie wartości sił w śrubach w czasie montażu złącza i po jego zakończeniu.

Proces montażu połączenia jest procesem iteracyjnym, złożonym z k kroków, odpowiednio do liczby śrub wchodzących w skład połączenia. Podczas napinania pierwszej śruby układ złożony jest z podatnego kołnierza posadowionego na liniowym modelu warstwy stykowej i obciążonego siłą napięcia wstępnego pierwszej śruby F_{m1} (rys. 2a). Wówczas w połączeniu uwzględnia się tylko jeden model śruby (napinanej jako pierwsza).

W kolejnych krokach napinania (dla $i = 2, \dots, k$), w odpowiednim miejscu, dodaje się następny model śruby i tym samym macierz sztywności zbioru śrub złącznych \mathbf{K}_{BB} zostaje rozbudowana o kolejne elementy odpowiadające śrubom napinanym w danym kroku.

W wyniku rozwiązania układu równań (3) otrzymuje się odpowiednie składowe wektora przemieszczeń uogólnionych \mathbf{q}_B (4).

Końcowe odkształcenia śrub q_{Bi} w danym kroku napinania połączenia wyznacza się na podstawie rysunku 3a od punktów P_i określających stan napięcia śrub w poprzednim kroku obliczeń. Tak zdefiniowanym odkształceniom q_{Bi} odpowiadają siły w śrubach F_{mi} obliczane na podstawie zależności (5).

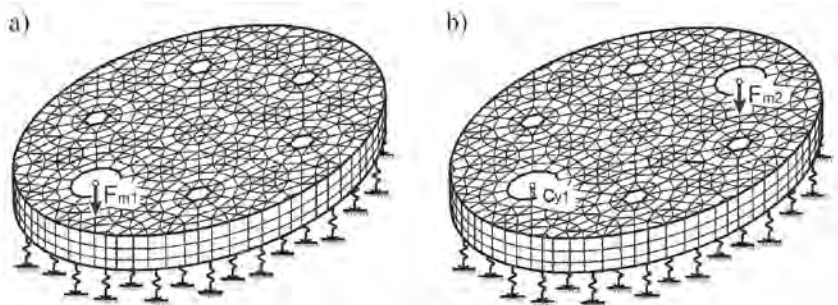


Fig. 2. Start of the assembly process: a) preloading of the first bolt, b) preloading of the second bolt

Rys. 2. Początek procesu montażu: a) napinanie pierwszej śruby, b) napinanie drugiej śruby

taken into consideration. Therefore, the stiffness matrix of the bolts subsystem \mathbf{K}_{BB} complements with the elements corresponding to the bolts that are preloaded in the current step of the computations.

Upon solving the equation (3) we obtain the displacements vector of bolts \mathbf{q}_B :

$$\mathbf{q}_B = \text{col}(q_{B1}, q_{B2}, \dots, q_{Bk}, \dots, q_{Bk}) \quad (4)$$

The final displacements of bolts q_{Bi} in the current step of the connection tightening are measured from the working points P'_i that determine the tension of bolts in the previous step of the calculations as shown in Figure 3a. On the grounds of so defined displacements q_{Bi} , the bolt forces F_{mi} can be computed using the formula:

$$F_{mi} = c_{yi} \cdot q_{Bi} \quad (5)$$

Upon solving the equation (3) we also obtain the displacements vector of linear springs \mathbf{q}_C :

$$\mathbf{q}_C = \text{col}(q_{C1}, q_{C2}, \dots, q_{Cj}, \dots, q_{Cl}) \quad (6)$$

by means of which the tension of the contact layer after preloading the next bolt can be defined.

The final displacements of linear springs q_{Cj} in the current step of the connection tightening are measured from the working points P'_j that determine the tension of the contact layer in the previous step of the calculations as shown in Figure 3b. On the grounds of so defined displacements q_{Cj} , the forces R_{mj} can be obtained from the relation (1) for u_j equal to q_{Cj} .

3. Results of multi-bolted connection calculations

To generalize the problem under consideration, calculations of an asymmetrical multi-bolted connection shown in Figure 4a were carried out as an example. The connection is fastened using seven bolts M10x1.25. The adopted tightening sequence is parenthesized in Figure 4b.

The assumed connection is an element of the special test stand designed to measure the bolt forces in such a joint [9]. The calculations were carried out for the joined element thickness h equal to 20 mm and the preload of bolts F_{mi} equal to 20 kN. The stiffness characteristics of the linear springs is described by function:

$$R_j = A_j \cdot (26.873 \cdot u_j) \quad (7)$$

The results of the calculations were put together in graphs illustrated in Figures 5 and 6. The variations of the forces in bolts during the assembly process are presented in Figure 5 following the scheme below:

W wyniku rozwiązania układu równań (3) otrzymuje się również odpowiednie składowe wektora przemieszczeń uogólnionych \mathbf{q}_C (6), za pomocą których definiuje się stan napięcia sprężyn liniowych warstwy stykowej po napięciu danej śruby.

Końcowe odkształcenia sprężyn liniowych q_{Cj} w danym kroku napinania połączenia wyznacza się na podstawie rysunku 3b od punktów P'_j określających stan napięcia elementów warstwy sprężystej w poprzednim kroku obliczeń. Odkształceniom q_{Cj} odpowiadają siły R_{mj} , które można określić na podstawie charakterystyki (1) dla $u_j = q_{Cj}$.

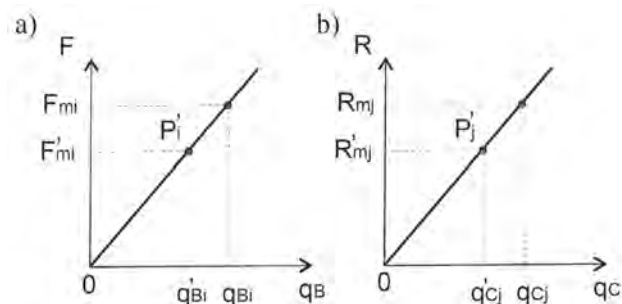


Fig. 3. Determining of the load: a) for bolts, b) for the contact layer
Rys. 3. Określanie obciążenia: a) dla śrub, b) dla warstwy stykowej

3. Wyniki obliczeń połączenia wielośrubowego

Aby rozpatrywane zagadnienie cechowało się pewnym stopniem uogólnienia, jako przykład wykonano obliczenia niesymetrycznego połączenia wielośrubowego, pokazanego na rysunku 4a. Połączenie zaciskano za pomocą siedmiu śrub M10x1,25, według kolejności oznaczonej w nawiasach na rysunku 4b.

Przyjęte do obliczeń połączenie wielośrubowe jest elementem stanowiska laboratoryjnego zaprojektowanego do

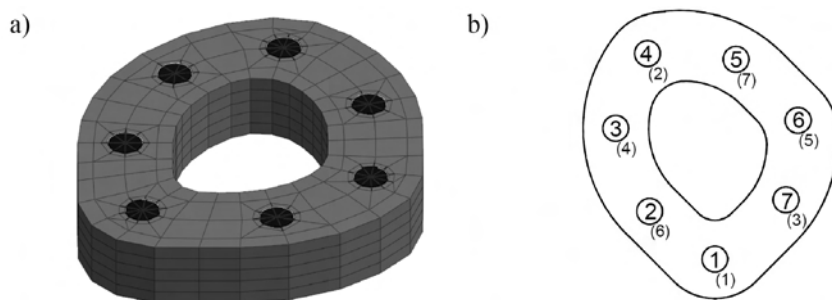


Fig. 4. Tested connection: a) simplified FE-model, b) contact surface

Rys. 4. Badane połączenie: a) uproszczony model MES, b) powierzchnia styku

pomiarów sił w tego typu złączu [9]. Obliczenia wykonano dla grubości kołnierza $h = 20$ mm i napięcia wstępnego $F_{mi} = 20$ kN. Charakterystyki sprężyn liniowych opisano funkcją (7).

Wyniki obliczeń zestawiono w formie wykresów pokazanych na rysunkach 5 i 6. Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi zmienności siły napięcia wstępnej w poszczególnych śrubach podczas montażu połączenia według następującego porządku:

- a) in the first line – the force changes in the bolt No. 1 (preloaded as the first bolt),
- b) in the second line – the force changes in bolts No. 4 and 5 (preloaded as the second and the seventh bolt, respectively),
- c) in the third line – the force changes in bolts No. 7 and 2 (preloaded as the third and the sixth bolt, respectively),
- d) in the fourth line – the force changes in bolts No. 3 and 6 (preloaded as the fourth and the fifth bolt, respectively).

The scatter of the final bolt forces at the end of the assembly process is shown in Figure 6.

The computed preload values in individual bolts during the assembly process and after it has been completed are compared with their experimental values [9]. The adoption of the proposed model of the multi-bolted connection may cause a variation of preloads of the bolts during the assembly process from -8.86 % to 3.29 %.

The analysis of the relative difference between the obtained resulting preloads can be carried out on the basis of the W index defined by the formula:

$$W = \frac{F_{mi}^{FEM} - F_{mi}^{EXP}}{F_{mi}^{EXP}} \cdot 100\% \quad (8)$$

where: F_{mi}^{FEM} – the force in the i-th bolt at the end of the assembly process according to the FEM model; F_{mi}^{EXP} – the force in the i-th bolt at the end of the assembly process according to experimental tests [9].

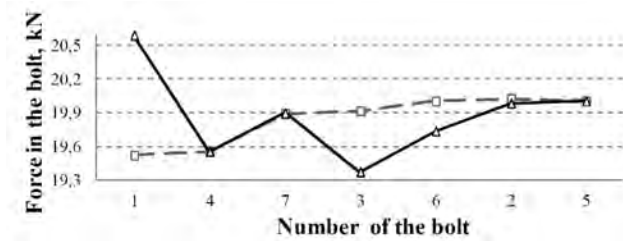


Fig. 6. Preload values at the end of the assembly process

Rys. 6. Rozkład napięcia wstępnego śrub na koniec montażu połączenia

Table 1. W index values

Tabela 1. Wartości wskaźnika W

i	1	2	3	4	5	6	7
W, %	-5.20	0.19	2.81	-0.02	0	1.35	-0.05

W index values are set up in Table 1. The adoption of the proposed model of the multi-bolted connection may bring on a variation of the resulting preloads of bolts from -5.20 % to 2.81 %.

4. Conclusions

In the case of preloaded multi-bolted connections, non-linearity of the contact layer between the joined elements may have a negligible influence on the computational val-

- a) w rzędzie pierwszym – przebieg zmienności siły w śrubie nr 1 (napinanej jako śruba pierwsza),
- b) w rzędzie drugim – przebiegi zmienności sił w śrubach o nr 4 i 5 (napinanych jako śruby druga i siódma),
- c) w rzędzie trzecim – przebiegi zmienności sił w śrubach o nr 7 i 2 (napinanych jako śruby trzecia i szósta),
- d) w rzędzie czwartym – przebiegi zmienności sił w śrubach o nr 3 i 6 (napinanych jako śruby czwarta i piąta).

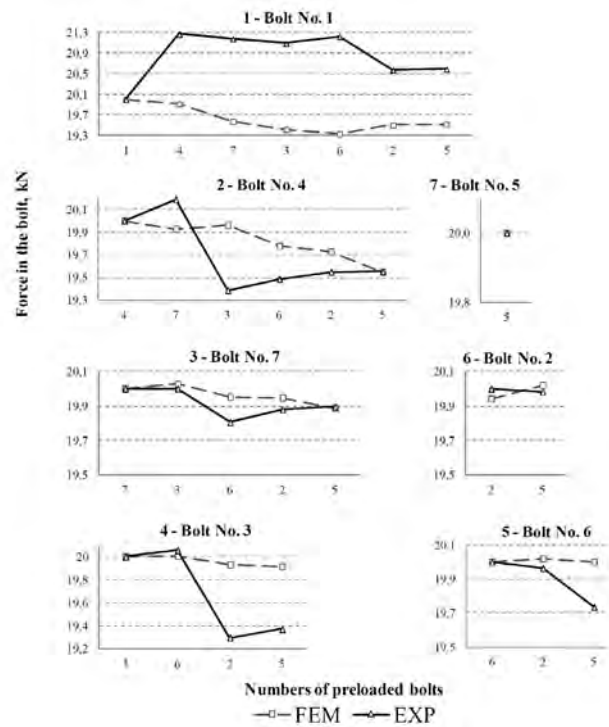


Fig. 5. Preload values during the assembly process

Rys. 5. Wartości napięcia wstępnego śrub podczas montażu połączenia

Wykresy ostatecznych wartości sił w śrubach na koniec montażu pokazano na rysunku 6.

Wartości napięcia wstępnego w śrubach w czasie procesu montażu i po jego zakończeniu wyznaczone dla modelu połączenia wielośrubowego porównano z wartościami uzyskanymi doświadczalnie [9]. Błąd obliczeń wartości napięcia wstępnego w czasie procesu montażu zmienia się od -8,86 % do 3,29 %.

Ocenę względnej różnicy wartości końcowego napięcia wstępnego połączenia przeprowadzono na podstawie wskaźnika W określonego wzorem (8), gdzie: F_{mi}^{FEM} – napięcie wstępne i-tej śruby po montażu połączenia według modelu MES; F_{mi}^{EXP} – napięcie wstępne i-tej śruby po montażu połączenia uzyskane doświadczalnie [9].

Wartości wskaźnika W uzyskane dla poszczególnych śrub zestawiono w tabeli 1. Przyjęcie proponowanego modelu obliczeniowego połączenia wielośrubowego może powodować zmianę wartości wynikowego napięcia wstępnego śrub od -5,20 % do 2,81 %.

ues of the bolt forces. Wherefore, for the calculations and analysis of such joints, linear models of the contact layer can be applied. Owing to this fact, one obtains a significantly higher efficiency of modeling, which is caused by both the smaller complexity of the problem and a considerably shorter process time.

The presented model of the multi-bolted connection can also allow an assessment of how the tightening sequence affects the preload values in the bolts before the preloaded joint is loaded by an external force.

4. Wnioski

Dla połączeń wielośrubowych napiętych wstępnie, nieliniowość warstwy stykowej między łączonymi elementami może mieć niewielki wpływ na wartości sił napięcia wstępnego w śrubach, dlatego w analizie tego typu połączeń zaleca się stosowanie liniowych modeli warstwy stykowej. Dzięki mniejszej wymiarowości zadania i krótszemu czasowi obliczeń uzyskuje się wówczas większą efektywność modelowania.

Przedstawiony model obliczeniowy umożliwia ocenę wpływu kolejności napinania śrub na wartości sił w śrubach przed przyłożeniem do układu siły eksploatacyjnej.

Nomenclature/Oznaczenia

B set of bolts/zbiór śrub

C linear Winkler model of the contact layer/*liniowy model warstwy stykowej typu winklerowskiego*

F joined element model/*model elementu łączonego*

FEM (MES) finite element method/*metoda elementów skończonych*

Bibliography/Literatura

- [1] Adams V., Askenazi A. Building better products with Finite Element Analysis, Santa Fe, OnWord Press 1999.
- [2] Chang C.-C., Wang Q.G. Modeling of bolt joint behavior of cast aluminum alloy (A380-T5) by coupling creep and plasticity in finite element analysis, *Metallurgical and Materials Transactions B*, 38(4), 2007, 607-613.
- [3] Cho S.-S. et al. Assessment of an engine cylinder head-block joint using finite element analysis, *International Journal of Automotive Technology*, 11(1), 2010, 75-80.
- [4] Chyuan S.-W. Finite element simulation of a twin-cam 16-valve cylinder structure, *Finite Elements in Analysis and Design*, 35(3), 2000, 199-212.
- [5] Fontanesi S., Giacopini M. Multiphase CFD-CHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, 52(2), 2013, 293-303.
- [6] Griza S. et al. Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps, *Engineering Failure Analysis*, 16(5), 2009, 1542-1548.
- [7] Grzejda R. Determination of bolt forces for the assembly condition of a bolted flange connection, *Archives of Mechanical Technology and Automation*, 33 (2), 2013, 3-12.
- [8] Grzejda R. FE-modeling of bolts in the flange joint assembling phase condition (in Polish), *Mechanik*, 87(8-9), 2014, 672-675.
- [9] Grzejda R. et al. Experimental investigations of an asymmetrical bolted connection loaded by an eccentric force (in Polish), *Przegląd Mechaniczny*, 71(1), 2012, 21-27.
- [10] Kamiński T., Filipek P. Fiber optic, interferometric pressure sensor as source of information about an combustion process of internal combustion engine with spark ignition (in Polish), *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 2, 2003, 31-33.
- [11] Kukla S., Szewczyk M. Free vibration of annular plates of stepped thickness resting on Winkler elastic foundation, *Scientific Research of the Institute of Mathematics and Computer Science*, 6(1), 2007, 109-116.
- [12] Lee C.-C. et al. Design and analysis of gasket sealing of cylinder head under engine operation conditions, *Finite Elements in Analysis and Design*, 41(11-12), 2005, 1160-1174.
- [13] Monieta J. Diagnostics of work process course in cylinders of marine reciprocating internal combustion engines using vibration signal, *Combustion Engines*, 3, 2013, 161-167.
- [14] Over H.-H. et al. Web-enabled database for gasket parameters, Analysis of bolted joints, Proc. of the 2003 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, ASME, Cleveland, 2003, 97-109.
- [15] Schaaf M., Bartonicek J. Calculation of bolted flange connections of floating and metal-to-metal contact type, Analysis of bolted joints, Proc. of the 2003 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, ASME, Cleveland, 2003, 59-64.
- [16] Sroka Z.J. Durability of engine components due to alternative fuels, *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 4, 2007, 9-15.

Rafał Grzejda, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics at West Pomeranian University of Technology, Szczecin.

Dr inż. Rafał Grzejda – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki w Zachodniopomorskim Uniwersytecie Technologicznym w Szczecinie.

e-mail: rafal.grzejda@zut.edu.pl



Investigations of injector deposits in modern diesel engines

Traces of some metallic elements that may contaminate diesel fuel are a very significant factor initiating and accelerating the formation of deposits in diesel injection systems. Such deposits disturb proper operation of modern high-pressure injection systems, which has an adverse effect on the engine performance and operating parameters. The paper discusses the results of engine tests related to the influence of traces of zinc on the deterioration of the operating parameters of injection systems manifesting itself in decreased engine power.

Key words: fuel injector deposits, traces of metallic elements in the fuel, influence of deposits on injector operation

Badanie osadów wtryskiwaczy nowoczesnych silników z zapłonem samoczynnym

Śladowe ilości niektórych pierwiastków metalicznych, mogących stanowić zanieczyszczenia oleju napędowego, są ważnym czynnikiem inicjującym i przyspieszającym formowanie się osadów zanieczyszczających wtryskiwacze układów paliwowych silników z zapłonem samoczynnym. Osady takie powodują zaburzenia w pracy nowoczesnych, wysokociśnieniowych układów wtrysku paliwa, a to niekorzystnie oddziałuje zarówno na osiągi silników, jak i ich inne walory użytkowo-eksploatacyjne. W pracy omówiono wyniki silnikowych badań wpływu śladowych ilości cynku zawartego w oleju napędowym na pogorszenie parametrów pracy układu wtrysku paliwa i spowodowane tym zmniejszenie mocy silnika.

Słowa kluczowe: osady wtryskiwaczy paliwa, śladowe pierwiastki metaliczne w paliwie, oddziaływanie osadów na funkcjonowanie wtryskiwaczy

1. Introduction

A dynamic design and constructional development of spark ignition and diesel engines has led to their significant advancement in terms of the injection and combustion control processes. A consequent implementation of increasingly stringent exhaust emissions legislation (CO, HC and NO_x), particularly related to the emission of particle mass (PM) and particle number (PN), forced the engineers to apply more complex aftertreatment systems such as DPF (*Diesel Particulate Filter*), SCR (*Selective Catalytic Reduction*) in diesel engines and TWC (*three way catalytic converters*) for spark ignition engines.

A consequent reduction of the emission of CO₂ from piston engines is also growing in importance. Downsizing is the answer to the problem. Downsizing in combustion engines consists in the reduction of the engine displacement (reduction of the number of cylinders or their volume), i.e. the engine weight, which results in better mechanical efficiency (reduction of friction in the mating pairs). At the same time, the engine performance is maintained or even improved while the unit fuel consumption (CO₂) decreases owing to the application of direct fuel injection and supercharging/turbocharging.

The result of the above is that the design of spark ignition and diesel engines becomes increasingly convergent while it becomes more and more sophisticated (complex engine aftertreatment) setting the bar high for the engine fuels and lubricants. These engines are particularly demanding in terms of fuel additives. Additives are important for the improvement and stabilization of the fuel physicochemical and operating properties. An example of an important oil

1. Wstęp

Dynamicznie postępujący rozwój konstrukcyjny i technologiczny silników ZI (z zapłonem iskrowym) i ZS (z zapłonem samoczynnym) doprowadził do ich znacznego udoskonalenia, zwłaszcza w zakresie kontrolowania i sterowania procesami wtrysku paliwa oraz spalania. Jednak systematyczne wprowadzanie coraz ostrzejszych przepisów w zakresie zmniejszania emisji CO, HC i NO_x, a w szczególności masowej (PM), a następnie liczbowej (PN) emisji cząstek stałych wymusiły na konstruktorach silników ZS stosowanie także coraz bardziej złożonych układów i rozwiązań pozasilnikowych, w tym tzw. następczej obróbki spalin, w skład których wchodzi między innymi filtry cząstek stałych DPF (*Diesel Particulate Filter*), układy redukcji katalitycznej SCR (*Selective Catalytic Reduction*) itd., a w odniesieniu do silników ZI – trójfunkcyjne układy katalityczne.

Obecnie również duże znaczenie ma konieczność sukcesywnego zmniejszania emisji CO₂ przez zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa tłokowych silników spalinyowych. Rozwiązaniem okazało się wprowadzenie tzw. downsizingu silników. Ten kierunek rozwoju silników polega na ich zmniejszaniu przez ograniczanie pojemności skokowej (zmniejszanie liczby cylindrów lub pojemności cylindrów), a tym samym masy silników i poprawie ich sprawności mechanicznej (obniżanie oporów tarcia między współpracującymi częściami). Równocześnie za pomocą różnych środków technicznych, a przede wszystkim bezpośredniego wtrysku paliwa i doładowania (sprężarką mechaniczną lub turbodoładowania), zachowuje się, a czasami nawet poprawia osiągi silników przy zmniejszeniu jednostkowego zużycia paliwa (CO₂).

additive under strict control is detergents. They are used for optimum spark ignition and diesel engine performance [1–8]. Detergent additives are responsible for keeping the intake system (fighting deposits on the intake valves), fuel injection system (fighting internal and external deposits on the injector components) and combustion chamber in good conditions.

Figure 1 shows the influence of different (currently applied and future) technologies and design solutions for piston engines on the formation of deposits threaten to engine components. This depicts the ever-growing and varied requirements that the fuel detergent additives will have to meet. These additives will be directly responsible for proper operation throughout the engine life cycle.

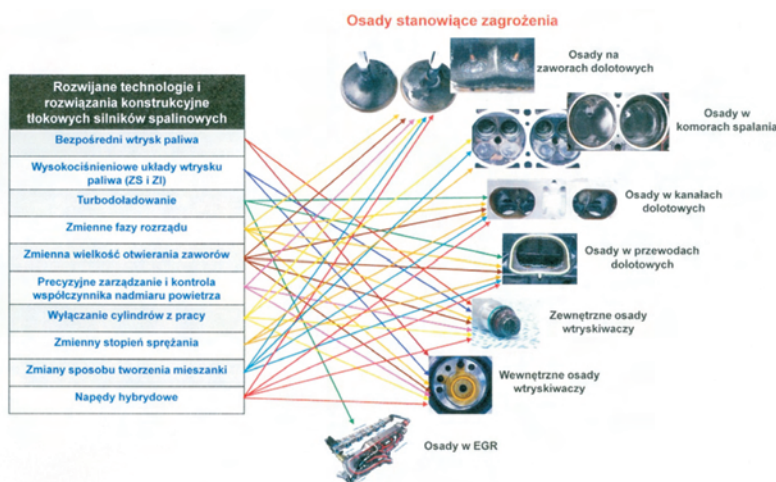


Fig. 1. The influence of various technologies and design solutions of piston engines on the formation of deposits threaten to all engine components

Rys. 1. Wpływ różnych technologii i rozwiązań konstrukcyjnych tłokowych silników spalinyowych na tworzenie osadów stanowiących zagrożenia dla poprawnego funkcjonowania różnych podzespołów silnika

Direct fuel injection entailing the application of high-pressure injectors operating under aggressive chemical environment of the combustion chambers exposed to high temperatures will be a serious challenge for the detergent additives that counteract the formation of injector external (coking) and internal deposits. This is particularly the case for diesel engines whose injection pressures are approximately ten times higher than in direct injected spark ignition engines. Consequently, the precision of the injector workmanship and fitting is much higher and the tendency to form deposits, particularly if diesel fuels containing bio-components or bio fuels are applied is even greater than in spark ignition engines. The threat resulting from the formation of external (coking) deposits on the injectors of indirect injected diesel had already been observed in the 1990's of the last century. The problems related to this type of deposits have become more serious ever since high-pressure injection systems along with low-sulfur diesel fuels became popular. The advancing changes of the technology of fuel production contributed to the appearance of more factors facilitating the formation of such deposits [4, 7, 8]. Moreover, several

W rezultacie konstrukcje silników ZI i ZS coraz bardziej zbliżają się do siebie, a równocześnie są coraz bardziej skomplikowane, rozbudowane o różne układy zewnętrzne i stawiają coraz wyższe wymagania zarówno paliwom, jak i smarowym olejom silnikowym. Szczególne wymagania dotyczą dodatków do paliw, stanowiących zazwyczaj składniki pakietu uszlachetniającego paliwa. Mają one coraz większe, wielorakie znaczenie zarówno w zakresie poprawy, jak i stabilizacji ich właściwości fizykochemicznych, a także użytkowo-eksploatacyjnych. Jednak szczególnie duże wymagania stawia się dodatkom detergentowym, dla optymalnego utrzymania osiągniętych silników zarówno ZI, jak i ZS w czasie eksploatacji [1–8]. Obecnie mają one za zadanie utrzymanie czystości układu dolotowego (przeciwdziałanie tworzeniu osadów na zaworach dolotowych), układu wtrysku paliwa (przeciwdziałanie tworzeniu wewnętrznych i zewnętrznych osadów na elementach wtryskiwaczy) oraz komór spalania.

Na rysunku 1 przedstawiono wpływ różnych, obecnie już stosowanych oraz przyszłych technologii i rozwiązań konstrukcyjnych tłokowych silników spalinyowych na tworzenie osadów stanowiących zagrożenia dla poprawnego funkcjonowania różnych podzespołów silnika. Obrazuje to coraz szersze, a zarazem zróżnicowane wymagania, jakie będą stawiane dodatkom detergentowym do paliw, od których w coraz większym stopniu będzie uzależnione niezawodne, a jednocześnie optymalne działanie silnika w czasie całego okresu jego eksploatacji.

Bezpośredni wtrysk paliwa, wiążący się z koniecznością stosowania wysokociśnieniowych wtryskiwaczy pracujących w agresywnym środowisku chemicznym komór spalania i narażonych na wysokie temperatury, będzie stanowił duże wyzwanie dla dodatków detergentowych przeciwdziałających powstawaniu osadów zewnętrznych (koksowych) i wewnętrznych wtryskiwaczy. Dotyczy to szczególnie silników ZS, w których ciśnienia wtrysku paliwa są około dziesięciokrotnie wyższe aniżeli w silnikach ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa. W konsekwencji precyzja wykonania i montażu wtryskiwaczy jest jeszcze większa, a tendencje do tworzenia osadów zwłaszcza dla olejów napędowych zawierających biokomponenty lub biopaliw są jeszcze większe niż w układach silników ZI. Zagrożenia wynikające z tworzenia osadów zewnętrznych (koksowych) na wtryskiwaczach silników ZS z wtryskiem pośrednim stwierdzono już w latach dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku. Problemy związane z tego typu osadami pogłębiły się po wprowadzeniu do stosowania i rozpowszechnieniu układów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa w połączeniu z niskosiarkowymi olejami napędowymi. Postępujące zmiany technologii produkcji paliw przyczyniały się do powstawania kolejnych czynników sprzyjających powstawaniu takich osadów [4, 7, 8]. Dodatkowo, kilka lat temu, potwierdzono duże



Fig. 2. Types of deposits formed inside and outside of the injectors in HPCR injection systems, factors facilitating their formation and impact on engine operation

Rys. 2. Typy osadów tworzonych na i we wtryskiwaczach układów HPCR, czynniki sprzyjające ich powstawaniu i oddziaływanie na funkcjonowanie silnika

years ago a serious threat for proper operation of the HPCR systems (*High Pressure Common Rail*) has been confirmed resulting from the formation of internal deposits on the working components such as injectors or high-pressure pumps. The performed chemical analyses have shown that these deposits have different composition and morphology than the external coking deposits in the channels and outlet nozzles of the injectors. It has also been observed that the formation of this new group of deposits referred to as IDID (*Internal Diesel Injector Deposit*) and the conditions facilitating their growth are entirely different than those of the external coking deposits [2, 4, 6] – Fig. 2.

2. Fuel injector deposit formation

As far as external deposits (most often coking deposits) in HPCR (*High Pressure Common Rail*) systems are concerned, the greatest threat for the injector operation are the deposits forming in the injector channels and around the injector outlet holes – Fig. 3. In the initial phase of deposit formation they lead to a distortion of the fuel spray and change of its penetration, which has an adverse effect on the fuel atomization and mixing with air in the combustion chambers. The described fuel spray distortion may also lead to rinsing of the combustion chamber walls with fuel, which leads to incomplete combustion and higher exhaust emissions due to inadequate fuel evaporation. The deposits formed inside the injector channels gradually increase the hydraulic flow loss which results in uncontrolled quantitative and qualitative changes of the fuel injection into the combustion chamber, the consequence of which is engine reduced performance (e.g. reduced maximum power) – Fig. 3.

The formation of deposits is facilitated by the slightly conical shape of the injector channels along with the rounded edges at the inlet (hydroerosion processing to improve the flow efficiency). The rounded edges at the inlet to the injector channels reduce cavitation. Cavitation influences the continuity of the fuel spray

zagrożenia dla poprawnej pracy układów typu HPCR (*High Pressure Common Rail*), powodowane powstawaniem osadów wewnętrznych na elementach roboczych, zwłaszcza wtryskiwaczy paliwa, ale także pomp wysokiego ciśnienia. Przeprowadzone analizy chemiczne wykazały, że osady te mają odmienny skład i morfologię od dotychczas badanych, zewnętrznych osadów koksowych w kanałkach i wokół otworków wylotowych rozpylaczy. Równocześnie stwierdzono też, że czynniki powodujące powstawanie tej nowej grupy osadów, nazwanych osadami wewnętrznymi układów wtryskowych silników ZS (IDID – *Internal Diesel Injector Deposit*), i warunki sprzyjające ich przyrostowi są zupełnie inne niż dla zewnętrznych osadów koksowych [2, 4, 6] – rys. 2.

2. Tworzenie osadów wtryskiwaczy paliwa

W odniesieniu do zewnętrznych osadów (najczęściej koksowych) układów HPCR (*High Pressure Common Rail*) największe zagrożenie dla poprawności funkcjonowania wtryskiwaczy stanowią osady formujące się w kanałkach oraz wokół i na obrzeżach otworków wylotowych paliwa – rys. 3. W początkowej fazie tworzenia powodują one zniekształcenie strugi rozpylanego paliwa oraz zmianę jej zasięgu, co niekorzystnie wpływa na procesy rozdrobnienia i mieszania paliwa z powietrzem w komorach spalania silnika. Opisane zniekształcenia strug wtryskiwanego paliwa mogą też prowadzić do omywania ścianek komór spalania ciekłym paliwem, a to, na skutek niepełnego odparowania paliwa w ładunku powietrza, prowadzi do niezupełnego spalania i zwiększenia emisji składników szkodliwych do atmosfery. Tworzone wewnątrz kanałków osady stopniowo zwiększają straty przepływu hydraulicznego i powodują

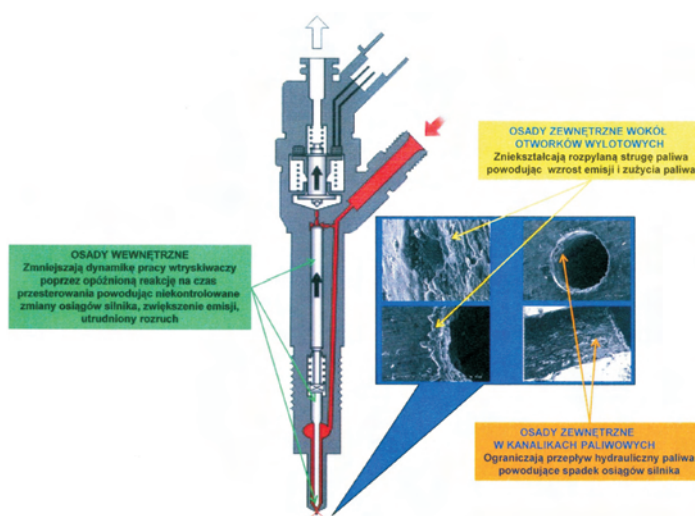


Fig. 3. Areas of occurrence of various types of internal and external deposits on the fuel injectors of high-pressure injection systems

Rys. 3. Obszary występowania różnych typów osadów we wtryskiwaczu układu wysokociśnieniowego wtrysku paliwa

outflow but at the same time facilitates self-cleaning of the channels [3, 12–17].

High precision of HPCR injector workmanship (outlet holes diameter below 0.1 mm), high injection pressure (220–250 MPa), direct influence of the combustion environment and high temperatures heating the nozzles up to 350 °C may even lead to a gradual occlusion and eventual blocking of the outlet when the engine remains inoperative for days – Fig. 4.

Extended chemical analyses of the deposits originating in the injection nozzles (around the fuel outlet holes) of HPCR injection systems have been carried out and published by Venkataraman and Eser [19]. The analyses have confirmed the presence of alkyl hydroxides, aldehydes, ketones, alcohols, ethers and acids, each of which may have formed following degradation in free radical thermo-oxidation processes of diesel fuel. In the conclusions the authors stated that

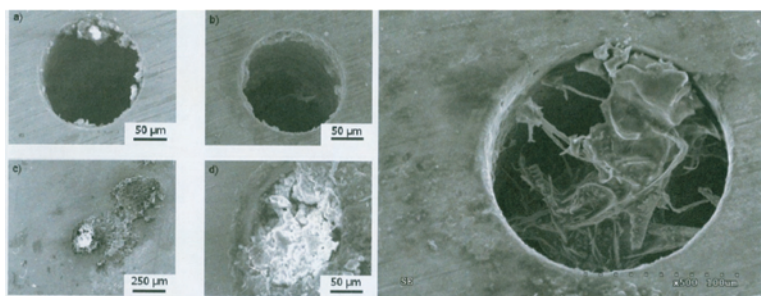


Fig. 4. View of the coking deposits formed around the edges and inside of the fuel spray holes in HPCR injection systems

Rys. 4. Osady koksowe utworzone na obrzeżach i wewnątrz otworków wylotowych wtryskiwaczy układu HPCR

external coking deposits on the injectors had been formed as a result of thermo-oxidation processes occurring under aggressive conditions leading to the formation of alkoxylic and alkylo-peroxide structures transformed into cycloalkanes that may become aromatic following dehydrogenation. These processes lead to the formation of final deposits containing polycondensed aromatic hydrocarbons built in the structures of carbon deposits to a different extent.

Lepperhoff and Houben [20] have explained the physical mechanism of formation and increment of coking deposits along with the processes removing these deposits. The processes of deposit formation and increment begin as a result of temperature difference between the colder surfaces of the components (injectors) and gases and fluids of higher temperatures. As a result of this temperature gradient, the molecules forming the deposits move towards metal parts of the surfaces in the combustion region. The process of deposit formation is initiated by condensation and adsorption of gaseous chemical compounds on cold surfaces of metal walls. Further increment of the deposits is influenced by adhesion, impact and adsorption of the molecules. The adsorption of the gaseous compounds and the chemical reactions such as pyrolysis, dehydration and polymerization lead to an increased density of the deposits. The removal of

niekontrolowane zmiany ilości i jakości paliwa wtryskiwanego do komór spalania silnika, co prowadzi do spadku jego osiągnięć (np. mocy maksymalnej) – rys. 3.

Powstawaniu osadów sprzyja dodatkowo stosowanie lekko stożkowych kanalików wtrysku paliwa wraz z zaokrąglonymi, przy wykorzystaniu obróbki hydroerozyjnej, krawędziami na wlocie w celu poprawy sprawności wypływu paliwa. Zaokrąglone krawędzie na wlocie kanalików ograniczają zjawiska kawitacji niekorzystnie wpływające na zaburzenia ciągłości wypływu strugi paliwa, ale równocześnie sprzyjające procesowi samooczyszczania kanalików [3, 12–17].

Duża precyzja wykonania wtryskiwaczy układów HPCR, a przy tym średnica otworków wylotowych paliwa często poniżej 0,1 mm, wysokie ciśnienia wtrysku paliwa (220–250 MPa), a także bezpośrednie oddziaływanie środowiska procesów spalania oraz bardzo wysokie temperatury, do których mogą nagrzewać się końcówki wtryskiwaczy (dochodzące do około 350 °C) mogą doprowadzić nawet do stopniowego „zarastania” i całkowitego zablokowania otworka paliwa przez osady, podczas co najmniej kilkudziesięciogodzinnego unieruchomienia silnika – rys. 4.

Szerokie analizy chemiczne osadów pochodzących z końcówek wtryskiwaczy (wokół otworków wylotowych paliwa) układu wtrysku paliwa typu HPCR zostały przeprowadzone i opublikowane przez Venkataramana i Esera [19]. Analizy wykazały obecność wodorotlenków alkiilowych, aldehydów, ketonów, alkoholi, eterów i kwasów, z których każdy mógł powstać na skutek degradacji w wolnorodnikowych procesach termooksydacji oleju napędowego. W podsumowaniu autorzy stwierdzili, że zewnętrzne osady koksowe wtryskiwaczy zostały uformowane w wyniku procesów termooksydacji, przebiegających w ostrych warunkach, które doprowadziły do utworzenia struktur alkoxylicowych i alkiiloadntlenkowych, przekształconych następnie w cykloalkany mogące aromatyzować w wyniku dehydrogenacji. Procesy te prowadzą do utworzenia finalnych osadów zawierających polikondensowane węglowodory aromatyczne w różnym stopniu wbudowane w struktury osadów węglowych.

Z kolei Lepperhoff i Houben [20] wyjaśnili fizyczny mechanizm powstawania i przyrostu osadów koksowych oraz procesy, w wyniku których osady te są usuwane. Procesy powstawania i przyrostu osadów rozpoczynają się na skutek różnicy temperatury pomiędzy chłodniejszymi powierzchniami elementów, np. wtryskiwaczy i gazami oraz płynami o wyższych temperaturach. W wyniku tego gradientu temperatury, cząsteczki tworzące osady przemieszczane są w kierunku metalowych powierzchni elementów w obszarze spalania. Proces formowania osadów jest inicjowany przez kondensację i adsorpcję gazowych związków chemicznych na chłodnych powierzchniach metalowych ścianek. Na dalszy przyrost osadów ma wpływ przywieranie, wbijanie się i adsorpcja cząstek. Adsorpcja gazowych związków, a także reakcje chemiczne, jak piroliza, dehydratacja i polimeryza-

these deposits is facilitated by a variety of physical processes such as degradation of organic compounds in the deposits through oxidation processes or reduction of the gas fraction dissolved in the deposit layer through evaporation and desorption. Other mechanisms that remove the deposits are their abrasion and detachment resulting from aerodynamic forces of the gases acting on the deposits as well as temperature changes. The balance between the formation of the deposits on the injector and their subsequent removal is the result of the balance among many complex physicochemical processes.

Compounds containing oxygen, nitrogen, sulfur and traces of contaminant metals (Zn, Cu, Ca, Na and Mg) in the fuel are vital for the formation of the deposit precursors. It is assumed that the traces of these metals in the fuel may promote the formation of external deposits on the injectors through catalytic influence accelerating the fuel degradation [21]. Metallic catalysts usually accelerate the processes of deposits initiation and formation by the decomposition of hydrocarbons, while the thermal decomposition of fuel leads to the formation of carbon deposits by polymerization. A factor that intensifies the processes may be even small amounts of biocomponents contained in the fuel.

Polarity of the components forming the precursors of deposits and their interaction with the metal surfaces on which the deposits form is also vital for the formation of deposits [2, 4, 6, 12]. The more probable, or, at least possible mechanism is assuming the deposition of oxides of a metallic element (e.g. Zn) in the form of oxides inside the fuel channels of the injector [22, 23]. These metalorganic deposits are a separate type of chemical deposits that were not perceived as bad for the operation of injection systems prior to the introduction of high-pressure injection systems. Figure 5 [12] shows the influence of the traces of various metals in the B10 fuel on the formation of metalorganic deposits inside the fuel channels of the HPCR injector. As we can observe, the greatest deposits in the channels were formed as a result of catalytic influence of Zn and Cu contained in the B10 fuel.

Similar conclusions related to the catalytic influence of metallic traces on the process of aging of diesel fuels containing 10% (V/V) FAME and formation of deposits on the fuel channels of HPCR injectors have been drawn by Iida [12]. The said conclusions put the metallic traces contaminating the fuels and posing

problemy, prowadzą do wzrostu gęstości osadów. Na usuwanie osadów natomiast mają wpływ różne procesy fizyczne, jak degradacja związków organicznych w osadach przez procesy utleniania czy też redukcja frakcji gazowej rozpuszczonej w powłoce osadów przez odparowanie i desorpcje. Innymi mechanizmami powodującymi usuwanie osadów są ścieranie i odrywanie osadów przez oddziaływanie sił aerodynamicznych, powodowanych silnym oddziaływaniem gazów omywających osady, a także przez zmiany temperatury. W rezultacie wyważenie pomiędzy tworzeniem i usuwaniem osadów z powierzchni wtryskiwacza jest wynikiem równowagi pomiędzy wieloma złożonymi procesami fizyczno-chemicznymi mającymi wpływ na osady.

Dla formowania prekursorów osadów duże znaczenie mają związki zawierające tlen, azot oraz siarkę, a także znajdujące się w paliwach, najczęściej w śladowych ilościach, metale stanowiące zanieczyszczenia (w szczególności Zn, Cu, Ca, Na i Mg). Zakłada się, że te śladowe ilości metali zawartych w paliwach mogą promować formowanie osadów zewnętrznych wtryskiwaczy przez działanie katalityczne, przyspieszające degradację paliwa [21]. Metaliczne katalizatory zazwyczaj przyspieszają procesy inicjowania

i powstawania osadów przez rozkład węglowodorów, natomiast termiczny rozkład paliwa powoduje powstawanie osadów węglowych przez polimeryzację. Czynnikiem pogłębiającym te procesy mogą być biokomponenty zawarte w paliwie, nawet w małej ilości. Ponadto istotne znaczenie w powstawaniu osadów przypisuje się też polarność związków tworzących prekursorów osadów i interakcją pomiędzy nimi a powierzchnią metali, na której się osadzają [2, 4, 6, 12]. Jednak bardziej prawdopodobny, a w każdym razie także możliwy, wydaje się mechanizm, który zakłada odkładanie się tlenków pierwiastka metalicznego (np. Zn) w postaci osadów wewnątrz kanalików paliwowych wtryskiwaczy [22, 23]. Te organometaliczne osady stanowią odrębny typ osadów chemicznych, które nie były uznawane za groźne dla funkcjonowania układów wtrysku paliwa przed wprowadzeniem układów wysokociśnieniowych. Na rysunku 5 [12] pokazano wpływ śladowych zawartości różnych metali w paliwie B10 na tworzenie osadów organometalicznych wewnątrz kanalików wtryskiwaczy paliwa układu HPCR. Jak można zauważyć, największe osady w kanalikach wtryskiwacza powsta-

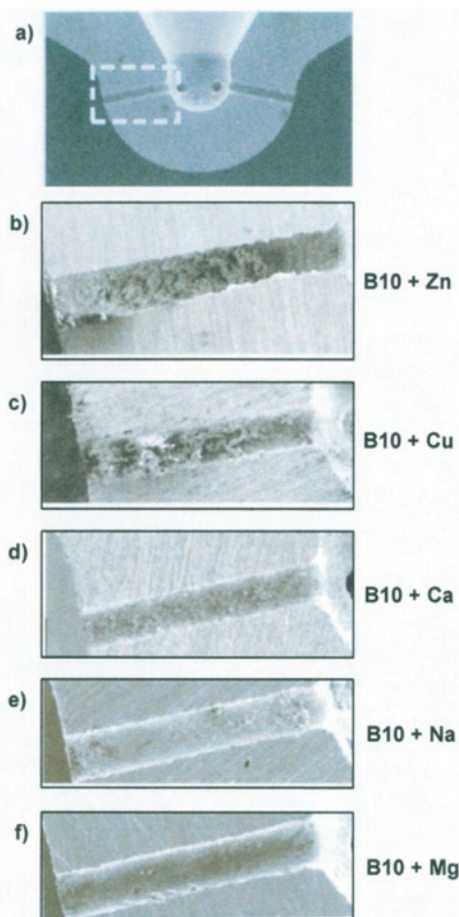


Fig. 5. Catalytic influence of different metal ions on the formation of deposits inside the fuel channels of the HPCR injectors

Rys. 5. Wpływ katalitycznego oddziaływania różnych pierwiastków metalicznych na tworzenie osadów wewnątrz kanalików wtryskiwaczy układu HPCR [12]

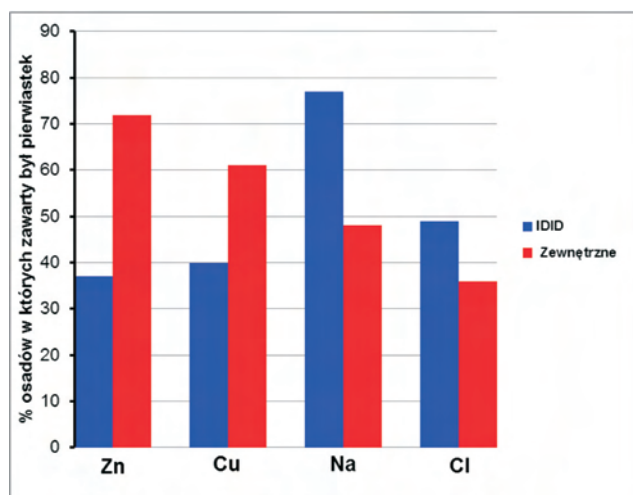


Fig. 6. Comparison of the impact of different metal ions on the formation of external and internal injector deposits

Rys. 6. Porównanie wpływu różnych pierwiastków metalicznych na tworzenie zewnętrznych i wewnętrznych osadów wtryskiwaczy [22]

the biggest threat for the injection systems in the following order: $Cu > Zn \sim Na > Ca > K > Mg$ [12]. The influence of different metallic elements possibly contained in the fuel on the formation of both internal and external deposits has been shown in Fig. 6.

As results from the analysis of figure 6 elements like sodium and chlorine are more impactful on the formation of IDID (*Internal Diesel Injector Deposit*), while zinc and copper have a greater role in the formation of external deposits, particularly metalorganic ones inside the fuel channels of the injectors [23].

The aim of the authors' own research, performed according to the CEC F-98-08 procedure on a chassis dynamometer with a PSA DW10 diesel engine fitted with HPCR fuel systems, was a comparative assessment of two fuels in terms of their tendency to contaminate fuel injectors. The test of each fuel was carried out twice to confirm the repeatability of the results and the sensitivity of the test stand to distinguishing fuels of different contamination tendency. The tendencies were associated with the possibility of contaminating fuels with traces of metallic elements that could be the catalysts accelerating the formation of deposits in the form of metallic oxides in the injector fuel channels. The influence of other deposits on the injector operational properties was also assessed after the test.

3. Investigations of the influence of metallic elements in the fuel on the injector deposit formation

3.1. Materials used in the research

The tests were carried out on a CEC DF-79-07/7 diesel fuel recommended by CEC (*Coordinating European Council for Development of Performance Tests for Transportation Fuels Lubricants and Other Fluids*) as reference and for validation of the test stand with the PSA DW10 engine. The test stand is used for the assessment of the detergent

ly on the effect of catalytic action of Zn and Cu contained in the fuel B10.

Podobne oceny dotyczące katalicznego wpływu śladowych ilości niektórych pierwiastków metalicznych na procesy starzenia olejów napędowych zawierających 10% (V/V) FAME i tworzenie osadów w kanalikach wtryskiwaczy układów HPCR przeprowadził Iida [12]. W ich wyniku pierwiastki metaliczne zanieczyszczające przedmiotowe paliwa i stanowiące największe zagrożenia dla układów wtrysku paliwa ze względu na formowanie osadów zewnętrznych zostały uszeregowane w sposób następujący: $Cu > Zn \sim Na > Ca > K > Mg$ [12]. Wpływ różnych pierwiastków metalicznych, mogących stanowić śladowe zanieczyszczenia oleju napędowego, na tworzenie zarówno osadów zewnętrznych, jak i wewnętrznych wtryskiwaczy paliwa przedstawiono na rys. 6.

Jak wynika z analizy rysunku, pierwiastki takie jak: sód oraz chlor mają większy wpływ na tworzenie osadów wewnętrznych (IDID – *Internal Diesel Injector Deposit*), natomiast cynk i miedź w większym stopniu przyczyniają się do tworzenia osadów zewnętrznych, zwłaszcza metaloorganicznych wewnątrz kanalików paliwowych wtryskiwaczy [23].

Celem badań własnych, przeprowadzonych wg procedury CEC F-98-08, na stanowisku hamownianym z silnikiem ZS typu PSA DW10 wyposażonym w układ wtrysku paliwa typu HPCR, była ocena porównawcza dwóch paliw pod względem ich tendencji do zanieczyszczania wtryskiwaczy paliwa. Test każdego paliwa był wykonany dwukrotnie w celu potwierdzenia powtarzalności uzyskiwanych wyników oraz czułości stanowiska badawczego w zakresie rozróżniania paliw o różnych tendencjach zanieczyszczania wtryskiwaczy paliwa. Tendencje te wiązano z możliwością zanieczyszczenia paliw śladowymi ilościami pierwiastków metalicznych, mogących stanowić katalizatory przyspieszające tworzenie osadów lub mogących tworzyć osady w postaci tlenków metalicznych, osadzających się w kanalikach paliwowych wtryskiwaczy. Ponadto oceniono też wpływ powstałych osadów na właściwości użytkowo-eksploatacyjne wtryskiwaczy po teście.

3. Badania wpływu pierwiastków metalicznych w paliwie na tworzenie osadów wtryskiwaczy paliwa

3.1. Materiały stosowane w badaniach

Badaniom poddano paliwo (olej napędowy) CEC DF-79-07/7 zalecane przez CEC (*Coordinating European Council for Development of Performance Tests for Transportation Fuels Lubricants and Other Fluids*) do wzorcowania i sprawdzania stanowiska badawczego z silnikiem PSA DW10, stosowanego do oceny właściwości detergentowych paliw, zgodnie z ogólnoeuropejską procedurą badawczą CEC F-98-08 – *Injector Fouling in Direct Injection Diesel Engines* (DW10). Właściwości fizyko-chemiczne powyższego paliwa przedstawiono w tab. 1. Drugie paliwo, które oceniano w testach powstało po wprowadzeniu 1 mg/kg Zn do paliwa CEC DF-79-07/7. W ten sposób zwiększono tendencję przed-

properties of fuels, as per the general European procedure of CEC F-98-08 – Injector Fouling in Direct Injection Diesel Engines (DW10). The physicochemical properties of the said fuel have been presented in table 1. Another fuel that was used in the tests was modified with 1 mg/kg Zn (CEC DF-79-07/7), which is how the fuel tendency to form external injector deposits was increased. The procedure of introducing Zinc to the fuel was carried out as per recommendations provided in CEC F-98-08 and included purchasing of a Zinc salt, specifically manufactured for the CEC SG-F-098 Work Group (2.2-Zinc dimethyl octanoate), from a recommended supplier, dissolving it in an organic solvent and mixing with a 5 liter volume of the fuel in order to obtain a pre-mixture. The pre-mixture was then mixed with the entire volume of the test fuel. Upon mixing of the fuel and a 4-hour stabilization, a sample was taken to confirm the required density of Zinc in the fuel (1 ± 0.1 mg/kg) using the ASTM D 7111 method. The Zinc content in the fuel was also checked at the end of the engine tests.

3.2. Methodology

A gradual evolution of diesel engine design, starting from indirect injected engines and low pressure injection systems fitted with rotary injection pumps and pintle injectors has led to the development of HSDI (*High Speed Direct Injection*) diesel engines with HPCR systems. A significant increase in the fuel injection pressure, injector operating temperatures and the aggressive chemical environment of the combustion chamber in combination with a significant reduction of the outlet hole diameters in the injectors resulted in growing threats of proper operation of injection systems (the entire engine) following the formation of deposits. This forced the engineers to develop a new engine test and a new test procedure to evaluate diesel fuels in terms of their tendency to facilitate formation of deposits in a HSDI engines

miotowego paliwa do tworzenia zewnętrznych osadów wtryskiwaczy paliwa. Procedura wprowadzania cynku do paliwa została przeprowadzona zgodnie z zaleceniami podanymi w CEC F-98-08 i obejmowała zakup, od wskazanego producenta, specjalnej, wytwarzanej na rzecz Grupy Roboczej CEC SG-F-098 soli cynku (2,2-dimetylooktanian cynku), która następnie była rozpuszczana w rozpuszczalniku organicznym i wprowadzana do 5-litrowej objętości badanego paliwa dla uzyskania tzw. przedmieszki. Przedmieszka natomiast była wprowadzana i mieszana z całą objętością badanego paliwa. Po zakończeniu mieszania paliwa i jego 4-godzinnej stabilizacji pobierana była próbka dla potwierdzenia, czy stężenie zawartego w przygotowanym paliwie cynku mieści się w wymaganych granicach $1 \pm 0,1$ mg/kg, przy zastosowaniu metody ASTM D 7111. Zawartość cynku w paliwie była też sprawdzana po zakończeniu testów silnikowych.

3.2. Metodyka badań

Stopniowa ewolucja konstrukcji silników ZS, począwszy od silników z wtryskiem pośrednim i niskociśnieniowymi układami wtrysku paliwa wyposażonymi w rozdzielaczowe (rotacyjne) pompy paliwa i wtryskiwacze czopikowe, doprowadziła do wprowadzenia silników ZS typu HSDI (*High Speed Direct Injection*) z wysokociśnieniowymi układami wtrysku paliwa typu HPCR. Znaczne podwyższenie ciśnienia wtrysku paliwa, temperatur pracy wtryskiwaczy i oddziaływanie na nie agresywnego środowiska chemicznego, bezpośrednio w komorze spalania, w połączeniu ze znacznym ograniczeniem średnicy otworków wylotowych paliwa we wtryskiwaczach spowodowało coraz większe zagrożenia tworzonych osadów dla poprawnego funkcjonowanie układów wtrysku paliwa, a w związku z tym samego silnika. Wymusiło to konieczność opracowania nowego testu silnikowego, a zarazem procedury badawczej, do oceny olejów napędowych pod kątem ich tendencji do tworzenia przedmiotowych osadów w silnikach

Table 1. Physicochemical properties of the CEC DF-79-07/7 fuel
Tabela 1. Właściwości fizykochemiczne paliwa CEC DF-79-07/7

Parameter/parametr	Testing method/metoda badania	Unit/jednostka	Result/wynik oznaczenia
Cetane number/liczba cetanowa	PN-EN ISO 5165	–	53.1
Density/gęstość at 15 °C	PN-EN ISO 3675	kg/m ³	834.3
Ignition temperature/temperatura zapłonu	PN-EN ISO 2719	°C	91
Blockage temperature of cold CFPP filter/temp. zablokowania zimnego filtra CFPP	PN-EN 116	°C	–20
Kinematic viscosity/lepkość kinematyczna at 40 °C	PN-EN ISO 3104	mm ² /s	2.934
Total aromates content/całkowita zawartość aromatów	IP 319	%(m/m)	21.1
Sulfur content/zawartość siarki	PN-EN ISO 20846	mg/kg	< 1.0
Test of corrosive action on copper/badanie działania korodującego na miedź (3 h at 50 °C)	PN-EN ISO 2160	–	1a
Remains after coking in 10% distillation residue/pozostałość po koksowaniu w 10% pozostałości destylacyjnej	PN-EN ISO 10370	%(m/m)	< 0.10
Residue after reduction to ash/pozostałość po spoieleniu	PN-EN ISO 6245	%(m/m)	< 0.001
Water content/zawartość wody	PN-EN ISO 12937	%(m/m)	0.004
Resistance to oxidation/odporność na utlenianie	PN-ISO 12205	mg/ml	0.002
Greasiness, adjusted diameter of the trace of wear/smarność, skorygowana średnica śladu zużycia (WS1,4)	PN-EN ISO 12156-1	µm	302
Calorific value/wartość opałowa	ASTM D 3338	MJ/kg	43.203

fitted with HPCR systems. The procedure was to replace the first general European test procedure (with and without diesel fuel additives) developed within the CEC in 1995 for evaluation of the diesel fuel tendency to coke injector nozzles. The replaced procedure was referred to as CEC F-23-01. As a test tool, PSA XUD9 A/L indirect injected diesel engine was used fitted with rotary injection pump and pintle injectors. In March 2008 a new test procedure developed within CEC referred to as CEC F-98-08 was introduced. The test engine was PSA DW10, whose selected technical parameters have been presented in table 2.

The test conducted according to the CEC F-98-08 procedure aims at distinguishing and evaluating diesel fuels in terms of their tendency to facilitate the formation of external deposits on the injectors. The criterion in the test was the decrease of the power output (given in percent) resulting from the distortions in qualitative and quantitative fuel dosage by the contaminated injectors. A positive outcome of the fuel test assumes that it does not result in a decrease of power output greater than 2%. To intensify the process of deposition on the injector nozzles the fuel is enriched with 1 mg/kg of Zn that is a catalyst significantly accelerating the deposit formation and forming metalorganic deposits in the form of zinc oxides. Initially, 10% FAME additives (as more representative deposition facilitator for modern fuels) were applied instead of Zn, yet, due to much worse repeatability and reproducibility of the results the authors eventually returned to the application of Zn.

From the formal point of view, the CEC F-98-08 procedure is designed to evaluate the ‘keep clean’ efficiency of the fuel in tests conducted for 44 h. It is however possible to conduct extended two-stage ‘dirty up – clean up’ tests in procedures realized according to arrangements made with clients. Figure 7 presents the INiG test stand for the assessment of the injector contamination in the PSA DW10 engine according to the CEC F-98-08 procedure.

typu HSDI z układami wtrysku paliwa HPCR. Procedura ta miała zastępować, opracowaną w ramach CEC w 1995 r., pierwszą ogólnoeuropejską procedurę do oceny olejów napędowych bez pakietu i z pakietem dodatków uszlachetniających, pod kątem ich skłonności do zakoksovania rozpylaczy wtryskiwaczy, oznaczoną jako CEC F-23-01. Jako narzędzie do badań stosowano tam silnik Diesla PSA XUD9 A/L z pośrednim wtryskiem paliwa wyposażony w układ wtryskowy z rotacyjną pompą paliwa i wtryskiwacze czopikowe. W marcu 2008 r. zatwierdzono i wprowadzono do stosowania opracowaną w ramach CEC nową procedurę badawczą, oznaczoną CEC F-98-08. Jako silnik badawczy zastosowano jednostkę napędową PSA DW10, której wybrane parametry techniczne podano w tab. 2.

Test prowadzony wg procedury CEC F-98-08 ma na celu rozróżnianie i ocenę olejów napędowych pod względem ich tendencji do tworzenia osadów zewnętrznych wtryskiwaczy paliwa. Jako kryterium oceny testu przyjęto wielkość spadku mocy maksymalnej silnika, podawaną w procentach, spowodowaną zaburzeniami w ilościowym i jakościowym dozowaniu paliwa przez zanieczyszczone podczas testu wtryskiwacze. Pozytywna ocena paliwa zakłada, że nie powinno ono powodować większego spadku mocy niż max. 2%. Dla zintensyfikowania procesu odkładania się osadów na końcówkach wtryskiwaczy wprowadza się do badanego paliwa 1mg/kg Zn stanowiącego katalizator znacznie przyspieszający formowanie osadów i tworzący metaloorganiczne osady w postaci tlenków cynku. Początkowo zamiast Zn próbowano stosować dodatek 10% FAME jako bardziej reprezentatywnego, dla współczesnych paliw, czynnika wspomagającego tworzenie osadów wtryskiwaczy, ale z uwagi na znacznie gorszą powtarzalność i odtwarzalność uzyskiwanych wyników, ostatecznie pozostano przy stosowaniu Zn.

Z formalnego punktu widzenia procedura CEC F-98-08 przeznaczona jest do oceny utrzymywania czystości wtryskiwaczy (*keep clean*) przez ocenianie paliwo w teście prowadzonym przez 44 h. Jednak możliwe jest również wprowadzenie wydłużonych, dwuetapowych ocen typu „dirty up – clean up” w testach wykonywanych wg uzgodnień z klientami. Na rysunku 7 przedstawiono stanowisko INiG do oceny zanieczyszczenia wtryskiwaczy silnika PSA DW10 wg procedury CEC F-98-08.

Temperatura, do której nagrzewają się końcówki wtryskiwaczy jest jednym z najważniejszych kryteriów decydujących o szybkości i wielkości powstawania na nich osadów, dlatego stanowiła ona podstawę przy opracowywaniu 12-fazowego, powtarzanego cyklu badawczego, składającego się na test. Prowadzone badania potwierdziły, że wzrost temperatury końcówek wtryskiwaczy koreluje z intensywnością tworzonych

Table 2. Selected parameters of the PSA DW10 engine
Tabela .2 Wybrane parametry techniczne silnika PSA DW10

Engine design parameters/ <i>konstrukcja</i>	Four-stroke turbocharged, diesel engine fitted with EGR/ <i>silnik 4-suwowy, z zapłonem samoczynnym, turbodoładowany z EGR</i>
Type of fuel injection/ <i>typ wtrysku paliwa</i>	HPCR direct injection with 6-hole injectors (Euro 5); Maximum injection pressure: 1600 bar/ <i>bezpośredni wtrysk paliwa typu HPCR z 6-otworkowymi wtryskiwaczami Euro 5 maksymalne ciśnienie wtrysku: 1600 bar</i>
Arrangement of cylinders/ <i>układ cylindrów</i>	Straight, vertical/ <i>rzędowy, pionowy</i>
Number of cylinders/ <i>liczba cylindrów</i>	4
Injection order/ <i>kolejność wtrysku paliwa</i>	1-3-4-2
Timing system/ <i>typ układu rozrządu</i>	DOHC/4 VPC
Displacement/ <i>pojemność skokowa</i>	1998 cm ³
Maximum power output/ <i>moc maksymalna</i>	100 kW @/przy 4000 rpm
Maximum torque/ <i>maks. moment obrotowy</i>	320 Nm @/przy 2000 rpm
Exhaust emissions standard/ <i>spełniana norma w zakresie wielkości emisji składników szkodliwych do atmosfery</i>	Euro IV (with DPF)

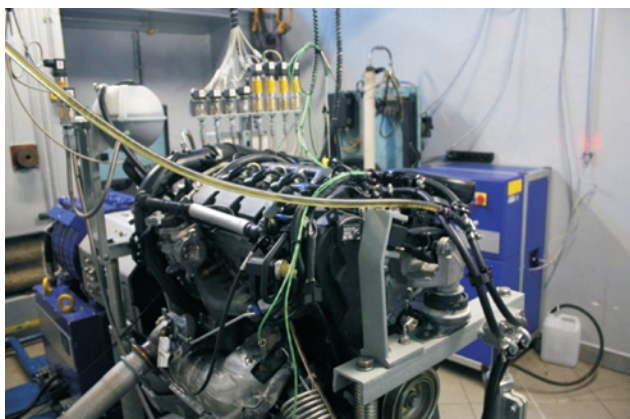


Fig. 7. Dynamometer test bed with the PSA DW10 engine for the evaluation of fuel injector contamination according to the CEC F-98-08 test procedure

Rys. 7. Stanowisko badawcze z silnikiem PSA DW10 do oceny zanieczyszczenia wtryskiwaczy paliwa wg procedury CEC F-98-08

The temperature that the injection nozzles reach is one of the most important criteria decisive of the rate and size of the deposit formation, which is why it was the basis for the development of the 12-stage repeatable test cycle constituting the test procedure. The performed research has confirmed that the increase in the injector nozzle temperature correlates with the intensity of deposit formation and the changes in the engine power output [21]. As a result, in the developed test cycle, the adopted maximum loads of the PSA DW10 engine resulted in the heating of the injector nozzles to the temperature of 230 °C to 240 °C. This as well as the catalytic influence of Zn led to the reduction of time needed for the formation of deposits to 44 h.

3.3. Results

Figure 8 presents changes in the power output of the PSA DW10 engine given in percent during the performance of four tests within the research project. As per the assumptions, in first two tests the CEC DF-79-07/7 fuel without metallic elements was evaluated and in the subsequent two, the assessment was performed on the same fuel containing 1 mg/kg Zn.

When evaluating the obtained test results, the authors took into consideration the average ranges of evaluations in which the changes in the maximum power outputs of the PSA DW10 engine could fall as determined by CEC for the CEC DF-79-07/7 reference fuel containing 1 mg/kg Zn and without it in the test conducted according to the CEC F-98-08 specifications. According to the CEC requirements, the assessment of the CEC DF-79-07/7 reference fuel not containing Zn should be $0 \pm 0.99\%$ of the change in the maximum power output and for the CEC DF-79-07/7 fuel containing Zn $-5.5 \pm 1.5\%$ of the change in the maximum power output. The results of the evaluations of the CEC DF-79-07/7 reference fuel not containing Zinc obtained in the research in two consecutive engine tests were: -0.2% and -0.05% respectively (Fig. 8) of the maximum decrease of the power output, hence they fitted well in the range from -0.99% to 0.99% of the changes in the maximum power output set as

na nich osadów i zmianami mocy silnika [21]. W rezultacie w opracowanym cyklu badawczym przyjęte maksymalne obciążenia silnika PSA DW10 powodują nagrzewanie się końcówek wtryskiwaczy do temperatury rzędu od 230 °C do 240 °C. To wraz z katalitycznym oddziaływaniem Zn na tworzone osady pozwoliło skrócić jego czas do 44 h.

3.3. Wyniki badań

Na rysunku 8 przedstawiono procentowe zmiany mocy maksymalnej silnika PSA DW10 podczas prowadzenia czterech testów wykonanych w ramach projektu badawczego. Zgodnie z założeniami, w dwóch testach oceniono paliwo CEC DF-79-07/7 bez pierwiastków metalicznych, a w kolejnych dwóch to samo paliwo jednak zawierające 1 mg/kg Zn.

Przystępując do oceny uzyskanych wyników badań silnikowych, wzięto pod uwagę wyznaczone przez CEC, dla paliwa wzorcowego CEC DF-79-07/7 bez zawartości i z zawartością 1 mg/kg Zn, średnie oceny wraz z określonymi granicami, pomiędzy którymi powinny mieścić się wielkości zmian mocy maksymalnej silnika PSA DW10 w teście prowadzonym wg CEC F-98-08. Zgodnie z wymaganiami CEC, ocena paliwa wzorcowego CEC DF-79-07/7 niezawierającego Zn powinna wynosić $0 \pm 0,99\%$ zmiany wielkości mocy maksymalnej po teście, a dla paliwa CEC DF-79-07/7 zawierającego Zn $-5,5 \pm 1,5\%$ zmiany wielkości mocy maksymalnej po teście. Uzyskane w ramach projektu wyniki ocen paliwa wzorcowego CEC DF-79-07/7 niezawierającego cynku, w dwóch kolejnych testach silnikowych wyniosły odpowiednio: $-0,2\%$ i $-0,05\%$ (rys. 8) utraty mocy maksymalnej silnika po przeprowadzonych testach, a zatem mieszczą się one swobodnie w przedziale od $-0,99\%$ do $0,99\%$ zmian wielkości mocy maksymalnej ustalonej jako wymagania dla tego paliwa. Dla testów silnikowych przeprowadzonych z zastosowaniem paliwa CEC DF-79-07/7 z zawartością 1 mg/kg Zn, uzyskano kolejno wyniki: $-6,05\%$ i $-5,97\%$ (rys. 8) zmniejszenia mocy maksymalnej silnika. Wyniki te również mieszczą się swobodnie w granicach od $-7,0\%$ do $-4,0\%$ ustalonych jako wymagane dla tego typu paliwa.

Po przeprowadzeniu badań wyżej opisanych paliw w czterech testach silnikowych, postanowiono przeprowadzić głębsze, niezwiązane już z wymaganiami procedury badawczej CEC F-98-08, oceny zanieczyszczenia wtryskiwaczy silnika i ich skutków, w przypadku badania paliwa CEC DF-79-07/7 z zawartością 1 mg/kg Zn. Pierwsza ocena polegała na zrobieniu zdjęć końcówek wtryskiwaczy i optycznej ocenie osadów zewnętrznych zgromadzonych na ich końcówkach po teście wyżej wymienionego paliwa – rys. 9.

Rysunek 9 wskazuje, że w wyniku przeprowadzonego testu nie powstały duże osady koksowe na końcówkach ani wokół otworków wylotowych paliwa wtryskiwaczy, pomimo znacznego spadku mocy maksymalnej silnika. W związku z tym postanowiono sprawdzić parametry diagnostyczne i użytkowe dwóch spośród czterech wtryskiwaczy po teście. Dodatkowo, dla celów porównawczych, ocenie poddano też wtryskiwacz zupełnie nowy. Testy prowadzone były na

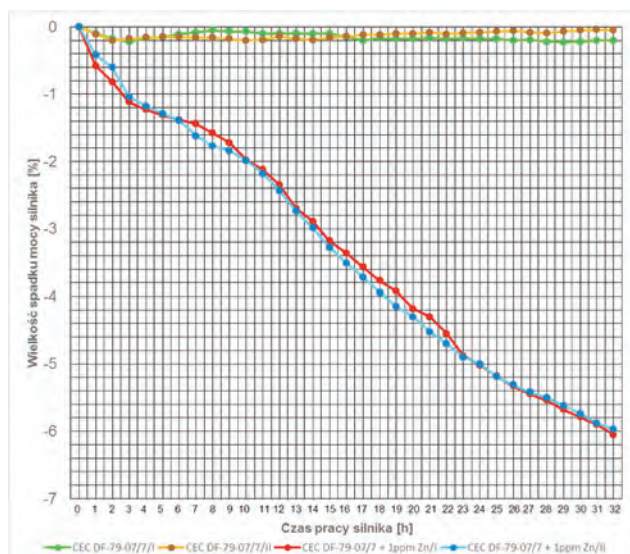


Fig. 8. Comparison of the changes in the power output of the PSA DW10 engine for fuels with and without 1 mg/kg Zn

Rys. 8. Zmiany wielkości mocy maksymalnej silnika PSA DW10 podczas testów paliwa bez zawartości i z zawartością 1 mg/kg Zn

required for this fuel. For the engine tests performed with the CEC DF-79-07/7 fuel containing 1 mg/kg Zn, the following results were obtained: -6.05% and -5.97% (Fig. 8) of the decrease of the engine maximum power output. These results also fitted well in the range from -7.0% to -4.0% set as required for this type of fuel.

After the investigations of the discussed fuels in four engine tests, the authors decided to carry out more detailed (not subject to the requirements of the CEC F-98-08 test procedure) evaluations of the injector contamination and its consequences for the CEC DF-79-07/7 fuel containing 1 mg/kg Zn. The first evaluation consisted in taking photographic images of the injection nozzles and optical assessment of the external deposits built on the nozzles after the test with the discussed fuel – Fig. 9.

Figure 9 shows that, following the performed test, no significant coking deposits formed around the outlet holes and on the injector nozzles, despite a significant decrease of the maximum power output. The authors decided to check the diagnostic and operational parameters of two out of four injectors after the test. Additionally, for comparison, a brand new injector was subjected to evaluation. The tests were carried out on Zapp CRU.21 diagnostic device used for the measurement of usable parameters of the Continental injectors applied, inter alia, in the tested DW10 engines. The test of each of the injectors consisted in measuring several different parameters, and evaluating them in terms of the admissible/inadmissible deviations specified in the injector manufacturer requirements. Figure 10 shows the evaluations of four selected parameters of the tested injectors. Each evaluation was additionally presented in a graphical form on a short fragment in time of a given parameter of the tested injector referred to the admissible (dashed lines) and inadmissible (continuous lines) deviations. Besides, the courses of the parameters of fully operative injectors

urządzeniu diagnostycznym „Zapp CRU.21” służącym do pomiaru i oceny parametrów użytkowych wtryskiwaczy Continental, stosowanych, między innymi, w silnikach testowych DW10. Test każdego wtryskiwacza polegał na pomiarze kilkunastu różnych parametrów, a następnie przeprowadzeniu ich oceny w odniesieniu do dopuszczalnych i niedopuszczalnych odchyłek określonych przez normy producenta wtryskiwaczy. Na rysunku 10 podano zestawienie ocen czterech wybranych parametrów testowanych wtryskiwaczy. Każda ocena jest dodatkowo przedstawiona graficznie na małym przebiegu określonego parametru testowanego wtryskiwacza odniesionego do dopuszczalnych odchyłek (linie przerywane) i niedopuszczalnych odchyłek (linie ciągłe). Ponadto przebiegi parametrów w pełni sprawnych wtryskiwaczy zobrazowano kolorem niebieskim, przebiegi parametrów wtryskiwaczy wykraczające poza granice ostrzegawcze (odchyłki dopuszczalne), a zatem niewykluczające ich z dalszej eksploatacji i nie wymagające naprawy, ale wskazujące na ich odstępstwa od parametrów optymalnych, przedstawiono w kolorze zielonym, natomiast przebiegi żółte obrazują parametry wtryskiwaczy, które nie mieszczą się w granicach tolerancji dopuszczalnych przez producenta. Takie wtryskiwacze muszą podlegać czyszczeniu i/lub naprawie, a następnie ponownej regulacji. Dodatkowo wynik testu wtryskiwacza, który w zakresie badanego parametru wykazał odchyłki niemieszczące się w granicach tolerancji określonej przez producenta wtryskiwacza, oznaczono czerwonym wykrzyknikiem. Na rysunku 10 podano zestawienie wybranych, ocenianych parametrów trzech wtryskiwaczy, w tym jednego nowego i dwóch po teście na stanowisku z silnikiem PSA DW10 zasilanym paliwem CEC DF-79-07/7 z zawartością 1 mg/kg Zn. Jak można zauważyć, dla jednego z wtryskiwaczy po teście, dwa parametry wykazały niedopuszczalne odchyłki od normy, a dla drugiego – jeden. Rozpatrując prawdopodobne przyczyny takich odstępstw, należy wskazać na osady powstałe w kanałkach otworków wylotowych paliwa, które mogły być przyczyną zmniejszenia dawek wtryskiwanego paliwa przy różnych ciśnieniach i czasach wysterowania. Z kolei przyczyn rosnącego opóźnienia otwarcia wtryskiwacza względem momentu podania sygnału wysterowującego oraz podwyższenia ciśnienia otwarcia wtryskiwacza należy poszukiwać w wytworzeniu się wewnętrznych osadów we wtryskiwaczu. Osady takie mają wpływ na opory ruchu, a zatem i dynamikę pracy iglicy, sterującej zarówno chwilą, jak i czasem otwarcia wtryskiwacza.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania potwierdziły, że nawet śladowe ilości (rzędu 1 mg/kg) niektórych pierwiastków metalicznych zawartych jako zanieczyszczenia w oleju napędowym stanowią duże zagrożenie dla poprawnego funkcjonowania nowoczesnych układów wtrysku paliwa typu HPCR. Ich katalityczne działanie przyspiesza procesy utleniania oraz degradacji paliwa i skutkuje formowaniem się szkodliwych osadów węglowych w obszarze otworków wylotowych wtryskiwaczy paliwa. Równocześnie pierwiastki metaliczne mogą tworzyć tlenki metali odkładające się na powierzchni

were marked with blue color. The courses of injector parameters out of typical range (still admissible, good for further operation, not requiring repair but showing certain deviations) were marked with green color and the yellow color marked the injector parameters that fell outside the admissible range recommended by the manufacturer. Such injectors must undergo a cleaning procedure, a repair and then readjustment. Additionally, the results of the injector test exhibiting deviations from the tolerance range as specified by the manufacturer were marked with a red exclamation mark. Figure 10 shows selected evaluated parameters of three injectors including one brand new and two after the tests performed on the test bed with the PSA DW10 engine fueled with the CEC DF-79-07/7 fuel containing 1 mg/kg Zn. As we can observe, for one of the injectors after the test, two parameters were inadmissibly deviated from the standard and for the other injector one parameter was out of the admissible range. Analyzing the probable reasons for these deviations one should point to the deposits formed in the fuel channels of the injector outlet holes that may have limited the fuel dosage at different pressures and injection timings. The reason for the increasing delay of the injector opening versus the control signal and increased opening pressure is the formation of internal deposits inside the injector. These deposits are impactful on the motion resistance, hence the dynamics of the needle operation that controls both the moment and duration of injector opening.

4. Conclusions

The performed tests have confirmed that even traces of some metallic elements (as little as 1 mg/kg) contained in the diesel fuel as contaminants are bad for modern HPCR injection systems. Their catalytic influence accelerates the processes of oxidation and degradation of fuel, which results in the formation of carbon deposits around the outlet hole of the injectors. Metallic elements may also form metal oxides depositing on the surfaces of the fuel channels of the injector (metalorganic deposits). Both deposits have an adverse effect on the quality of the fuel atomization and its mixing with air in the engine combustion chamber, let alone the quantitative changes in the fuel fed to the combustion chamber. This results in uncontrolled change of the excess air coefficient of the air-fuel mixture. The evaluation of the

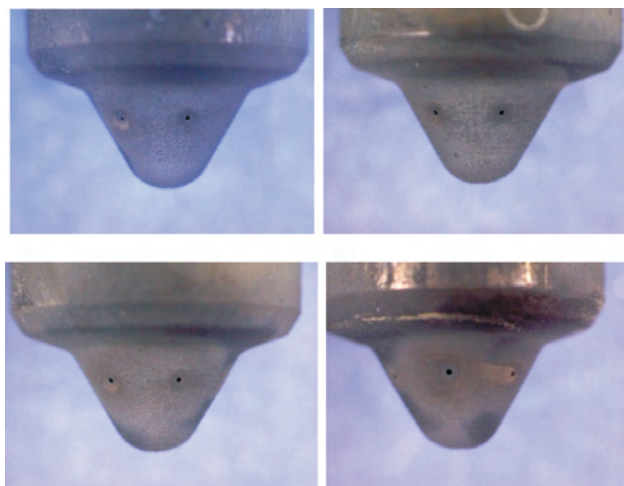


Fig. 9. View of the injector nozzles of the PSA DW10 engine after the test for the CEC DF-79-07/7 reference fuel containing 1 mg/kg Zn

Rys. 9. Końcówki wtryskiwaczy silnika PSA DW10 po teście paliwa wzorcowego CEC DF-79-07/7 z zawartością 1 mg/kg Zn

kanalików paliwowych w postaci osadów organometalicznych. Zarówno jedne osady, jak i drugie wpływają na pogorszenie jakości rozdrobnienia paliwa i jego zmieszania z powietrzem w komorach spalania silnika, oraz zmiany ilości paliwa wtryskiwanego do komór spalania, powodując niekontrolowane zmiany współczynnika nadmiaru powietrza mieszanki palnej. Oceny parametrów użytkowo-eksploatacyjnych wtryskiwaczy paliwa po teście paliw zawierających 1 mg/kg Zn potwierdziły, że w wielu przypadkach nie spełniają one wymagań producenta, a ich stosowanie powoduje pogorszenie osiągnięć silnika, utrudniony rozruch, zwiększenie zużycia paliwa oraz emisji szkodliwych składników spalin. Najskuteczniejszym sposobem ograniczania występowania

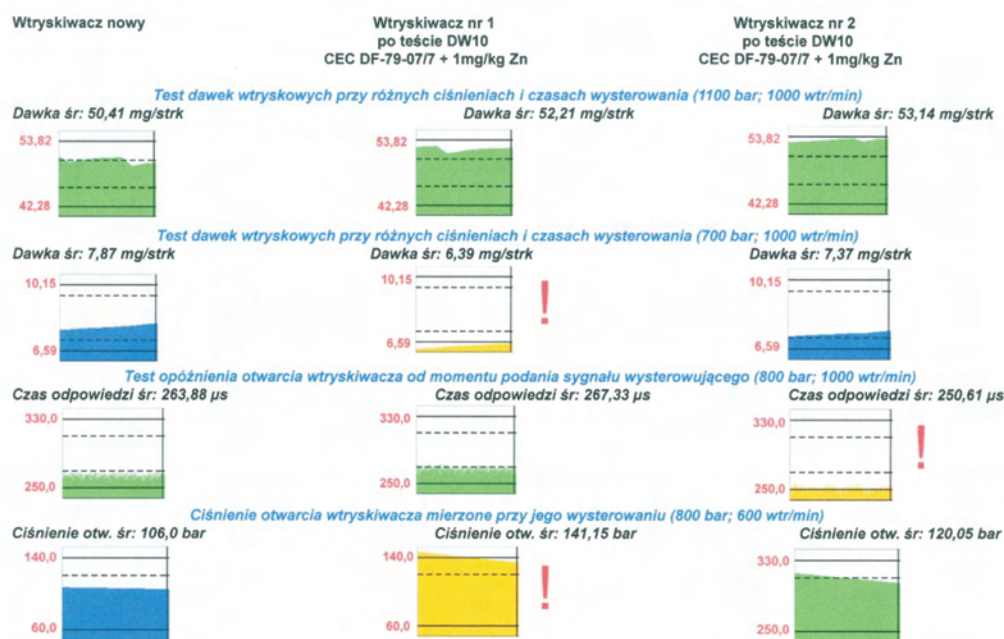


Fig. 10. Results of the assessment of selected diagnostic parameters of the fuel injectors

Rys. 10. Wyniki ocen wybranych parametrów diagnostycznych wtryskiwaczy paliwa

operating parameters of fuel injectors after the tests carried out on fuels containing 1 mg/kg Zn has confirmed that in many cases these fuels do not meet the engine manufacturer requirements and their use results in reduced engine performance, difficult engine start, increased fuel consumption and exhaust emissions. The best method to limit the occurrence of the above phenomena is the application of effective detergent fuel additives. Their composition and influence, however, must be regularly adapted to the ever-changing technologies of fuel production and composition as well as design and operating conditions of rapidly advancing fuel injection system technologies.

nia wyżej opisanych, niekorzystnych zjawisk jest stosowanie efektywnych dodatków detergentowych do paliw. Jednak ich skład i działanie muszą być sukcesywnie dostosowywane do zmieniających się technologii produkcji i składu paliw oraz konstrukcji, technologii wykonania i warunków pracy szybko rozwijanych układów wtrysku paliwa.

Bibliography/Literatura

- [1] Stępień Z. Intake valve and combustion chamber deposits formation – the engine and fuel related factors that impacts their growth. *Nafta-Gaz*, kwiecień 2014, nr 4/2014 s. 28-34. Wydawnictwo Instytutu Nafty i Gazu, ISSN 0867-8871.
- [2] Stępień Z. The reasons and adverse effect of internal diesel injector deposits formation – Przyczyny powstawania i szkodliwy wpływ wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach silników o zapłonie samoczynnym. *Combustion Engines*. 2014, 156(1), 20-29, ISSN 0138-0346.
- [3] Stępień, Z. Deposit in spark ignition engines – formation and threats. *Combustion Engines*. 2015, 160(1), 36-48, ISSN 2300-9896.
- [4] Żak G., Ziemiański L., Stępień Z., Wojtasik M. Problemy związane z tworzeniem się osadów na elementach układów wtryskowych nowoczesnych silników Diesla – przyczyny, metody badań, przeciwdziałanie. *Nafta-Gaz*, 2013, 9, 702–708. Wydawnictwo Instytutu Nafty i Gazu, ISSN 0867-8871.
- [5] Stępień Z., Oleksiak S. Przyszłościowe kierunki rozwoju konstrukcji silników HD Diesel. II Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych, Kraków 20-23 maja 2007, publikacja w mat. Konferencyjnych i Silniki Spalinowe.
- [6] Stępień Z., Urzędowska W., Roźniatowski K. Influence of Fuel Quality on Advanced Diesel Injection Systems Failures – referat wygłoszony na Kongresie Międzynarodowym – Engine Combustion Processes– Current Problems and Modern Techniques – Monachium 15-16.03.2007 r.
- [7] Stępień Z., Oleksiak S., Dybich K. Rozwój silnikowych metod badawczych „CEC” do oceny właściwości użytkowych paliw. Międzynarodowa Konferencja KONES 2007, 9-11.09.2007 Rynia.
- [8] Stępień Z. Obecne i przyszłe silnikowe metody oceny właściwości detergentowych olejów napędowych. KONMOT 2014.
- [9] Parsinejad F., Biggs W. Direct Injection Spark Ignition Engine Deposit Analysis: Combustion Chamber and Intake Valve Deposits. SAE Paper 2011-01-2110.
- [10] Bennet J. Application and Testing of Fuel Detergents for Direct Injection Gasoline Engines – Fuels – International Colloquium, January 19-20, 2013, Esslingen, Germany.
- [11] Hongming Xu, Chongming W., Xiao Ma, Asish K., Well A., Krueger-Venus J. Fuel injector deposits in direct-injection spark-ignition engines – Progress in Energy and Combustion Science. 2015, 50, 63-80.
- [12] Iida Y. Biodiesel Studies in Japan – CEN/TC19/WG24, 22 May 2012.
- [13] Caprotti R., Bhatti N., Balfour G. Deposit Control in Modern Diesel Fuel Injection Systems - SAE Technical Paper No 2010-01-2250.
- [14] Quigeley R., Barbour R., Arters D., Bush J. Understanding the Spectrum of Diesel Injector Deposits – 9th International Colloquium Fuels, TAE Esslingen, January 15-17 2013.
- [15] Quigeley R., Barbour R., Panesar A., Arters D. A Review of Fuel and Additive Performance in the New CEC F-98-08 DW10 Injector Fouling Test – Fuels 2009, 7th International Colloquium, TAE Esslingen, 2009.
- [16] Barbour R., Arters D., Dietz M., MacDuff M., Panesar A.; Quigley R. Injector Fouling Effect in Modern Direct Injection Diesels – 13th Annual Fuels and Lubes Asia Conference, 2007. Bangkok, Thailand.
- [17] Ullmann J., Geduldig M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G. Investigation into the Formation and Prevention of Internal Diesel Injector Deposits. SAE Technical Paper 2008-01-0926.
- [18] Venkataraman S., Eser S. Characterization of Deposits Formed on Diesel Injectors in Field Test and from Thermal Oxidative Degradation of n-Hexadecane in a Laboratory Reactor. *Chemistry Central Journal* 2008, 2:25.
- [19] Lepperhoff G., Houben M. Mechanism of Deposit Formation in Internal Combustion Engines and Heat Exchangers. SAE Technical Paper 931032.
- [20] Caprotti R., Breakspear A., Graupner O., Klaua T. Diesel Injector Deposits Potential on Future Fuelling Systems. SAE Technical Paper 2006-01-3359.
- [21] Macduff M., Barbour R., Panesar A., Arters D., Dietz J., Quigley R. Diesel Detergent Additive Responses in Modern High Speed Direct Injection Light Duty Engines. *Fuels* 2007, 6th International Colloquium, TAE Esslingen, 2007.
- [22] Lacey P., Gail S., Kientz J.M., Milanovic N., Gris C. Internal Injector Deposits. SAE Technical Paper 2011-01-1925. 4/2015.

Zbigniew Stępień, DEng. – Assistant Professor, Head of Laboratory of Engine and Tribological Research, Deputy Head of the Chair of Operational Properties Assessment at Oil and Gas Institute – National Research Institute in Cracov.

Dr inż. Zbigniew Stępień – adiunkt, kierownik Laboratorium Badań Silnikowych i Trybologicznych, z-ca kierownika Zakładu Oceny Właściwości Eksploatacyjnych w Instytucie Nafty i Gazu – Państwowym Instytucie Badawczym w Krakowie.

e-mail: stepien@inig.pl



Reproducibility and repeatability of hybrid propulsion systems operation indexes in test conditions

The analysis of driving tests repeatability is an important issue in terms of measuring the parameters determining operating conditions of the engine and the vehicle. Most of the typical tests apply to powertrains systems or entire vehicles. This paper undertakes the issue of practical evaluation of the tests repeatability on test stands equipped with a hybrid drive system. A high reproducibility of driving tests using only the accelerator pedal settings was obtained. Also a significant battery charge level influence on the repeatability of selected parameters of the hybrid drive system in driving tests was proved. Such dependence on the level of battery charge was demonstrated for the vehicle speed, combustion engine speed and the degree of the combustion engine utilization, affecting at the same time the operating conditions of the electric motor.

Key words: *driving tests, hybrid drive system, tests repeatability, operational indexes*

Odtwarzalność i powtarzalność wskaźników pracy układu napędu hybrydowego w warunkach badawczych

Analiza powtarzalności testów jezdnych jest zagadnieniem istotnym w aspekcie pomiarów wielkości określających warunki pracy silnika i pojazdu. Większość typowych testów dotyczy badań silników lub pojazdów. W pracy podjęto tematykę praktycznej oceny powtarzalności testów badawczych na stanowisku wyposażonym w układ napędu hybrydowego. Uzyskano dużą odtwarzalność testów jezdnych przy wykorzystaniu jedynie nastaw pedału przyspieszenia. Wykazano duży wpływ stopnia naładowania akumulatora wysokonapięciowego na powtarzalność wybranych parametrów układu napędu hybrydowego w testach jezdnych. Zależność od stopnia naładowania akumulatora wykazują: prędkość pojazdu, prędkość obrotowa silnika spalinowego oraz stopień jego wykorzystania, co jednocześnie wpływa na warunki pracy silnika elektrycznego.

Słowa kluczowe: *testy jezdne, układ napędu hybrydowego, powtarzalność badań, wskaźniki pracy*

1. Evaluation of the research tests repeatability

1.1. Engines tests on the test benches

The type-approval tests of vehicle propulsion systems with maximum authorized total weight of more than 3.5 t are carried out on the engine test bench. The characteristics of these tests are shown in details in papers [8, 9]. The type-approval certificate of engines requires conducting research using the WHSC test (World Harmonized Stationary Cycle), ESC test (European Stationary Cycle), ETC test (European Transient Cycle) and WHTC test (World Harmonized Transient Cycle). The first two are so-called static tests. The remaining tests are dynamic and carried out at variable engine speed and load. The average engine speed and the average torque of the combustion engine tend to be larger in the ETC test compared to the WHTC test. For the type-approval certificate of engines of heavy vehicles is executed one measurement during each test [9]. Directive 1999/96/EC of the European Parliament indicates that the permissible changes of engine speed, torque and power in the ETC test shall be determined on the basis of the linear regression equation $y = ax + b$, the coefficients of which are given in Table 1.

In the WHTC test the deviations of the actual engine speed, torque and power from the set values are determined,

1. Ocena powtarzalności testów badawczych

1.1. Badania silników na hamowni

Homologacyjne badania układów napędowych pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 3,5 t wykonuje się na hamowni silnikowej. Charakterystykę tych badań przedstawiono szeroko w pracach [8, 9]. Homologacja silników wymaga prowadzenia badań z wykorzystaniem testów WHSC (*World Harmonized Stationary Cycle*), ESC (*European Stationary Cycle*), ETC (*European Transient Cycle*) oraz WHTC (*World Harmonized Transient Cycle*). Pierwsze dwa są tzw. testami statycznymi, dwa następne – testami dynamicznymi prowadzonymi przy zmiennej prędkości obrotowej oraz obciążeniu silnika. Średnia prędkość obrotowa i średni moment obrotowy silnika spalinowego są zazwyczaj większe w teście ETC niż w teście WHTC. Dla homologacji silników pojazdów ciężkich jest wykonywany jeden pomiar w każdym teście [9]. Dyrektywa 1999/96/EC Parlamentu Europejskiego wskazuje, że dopuszczalne zmiany prędkości obrotowej i momentu obrotowego oraz mocy w teście ETC wyznacza się na podstawie regresji liniowej o równaniu $y = ax + b$, której współczynniki podano w tabeli 1.

W teście WHTC wyznacza się odchylenia rzeczywistej prędkości, momentu obrotowego i mocy silnika od wartości zadanych także na podstawie regresji liniowej. Odchylenie

Table 1. Linear regression tolerances in WHTC and NRTC tests [4, 6, 7]
 Tabela 1. Tolerancje warunków prowadzenia testów WHTC oraz NRTC tests [4, 6, 7]

Quantity/wielkość	Speed/prędkość		Torque/moment obrotowy	Power/moc silnika
Test	ETC, WHTC	NRTC	ETC, WHTC, NRTC	ETC, WHTC, NRTC
Standard error of estimate of y on x/standardowy błąd	max. 100 rpm	≤ 5.0% of maximum test speed	max 13% of maximum engine torque/max 13% momentu maksymalnego	max 8% of maximum engine power/ max 8% mocy maksymalnej
Slope of the regression, a/ współczynnik a	0.95–1.03		0.83–1.03	0.89–1.03
Coefficient of determination, R ² / współczynnik determinacji	min. 0.97		min. 0.85 (ETC – min. 0.88)	min. 0.91
y intercept of the regression line, b/zmiana współczynnika regresji	±50 rpm	≤ 10 per cent of idle	±20 Nm or ±2% of maximum torque whichever is greater/wybór większej wartości	±4 kW or ±2% of maximum power whichever is greater/wybór większej wartości

also on the basis of linear regression. The standard deviation of particular parameters and coefficients of the regression equation are also given in Table 1 in accordance with the guidelines of the GTR-4 [6].

The engines of the off-road vehicles are tested in accordance with the NRTC cycle (Non-Road Transient Cycle). The magnitude of the deviation of the actual speed, torque and power shall be determined in the same way as for the WHTC test [7]; however the tolerances are different than those in the WHTC test (Table 1).

1.2. Tests of vehicles on the chassis dynamometer

The tests of entire vehicles are carried out in the European Union during the NEDC test (New European Driving Cycle), in the United States – during FTP test and in Japan – in the 10-15 mode cycle. The European test involves smaller changes in the speed of the vehicle. In this test the maximum tolerance of the vehicle speed was determined at ± 2 kph, while the time tolerance was ± 1 s [5] (Fig. 1). The number of measurements is 3, but it can be reduced to 1 or 2 [9].

The FTP test features a significant variation of the vehicle speed. For this test the following tolerances were determined: ± 2 mph (3.2 km/h) from the defined speed profile during acceleration or braking, with a time tolerance of ± 1 s. While achieving the maximum speeds, the tolerance is increased to 4 mph (6.4 km/h) [10].

Current developments are to introduce a standardized worldwide WLTP test (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure) taking into account the division into three classes of vehicles. Regardless of this division into classes, a fixed value of speed tolerance amounting to 2 km/h has been introduced. This value can deviate from the assumed profile within a range of 1 s. Speed tolerances greater than those defined are not be accepted; an exception is the change of the speed exceeding 2 km/h which does not last longer than 1 s. There should be no more than 10 such deviations during the entire driving test [12].

The same values of the speed and time tolerances are valid for the NEDC test. The analysis of the coefficient of variation for the vehicle speed V_{veh} indicates that the value of $CoV(V_{veh})$ increases at low speed values (as then there occurs also constant driving speed tolerance). For this reason, an analysis of the coefficients of variation for vehicle speed

standardowe poszczególnych wielkości oraz współczynniki równania regresji podano również w tabeli 1 zgodnie z wytycznymi GTR-4 [6].

Silniki pojazdów pozadrogowych testowane są według cyklu NRTC (*Non-Road Transient Cycle*). Wielkości odchylenia rzeczywistej prędkości, momentu obrotowego i mocy wyznacza się tak samo jak dla testu WHTC [7], jednak tolerancje są odmienne niż w teście WHTC (tab. 1).

1.2. Badania pojazdów na hamowni podwoziowej

Badania całych pojazdów prowadzi się w testach: w Unii Europejskiej – NEDC (*New European Driving Cycle*), w Stanach Zjednoczonych – FTP oraz w Japonii – w teście 10-15. Test europejski jest testem o mniejszych zmianach prędkości pojazdu. W teście tym określono, że maksymalna tolerancja prędkości pojazdu wynosi ±2 km/h, natomiast tolerancja czasu wynosi ±1 s [5] (rys. 1). Wykonuje się 3 pomiary, przy czym ich liczba może być zmniejszona do 1 lub 2 [9].

Test amerykański FTP cechuje się dużą zmiennością prędkości pojazdu. Dla tego testu ustalono następujące tolerancje: ±2 mph (3,2 km/h) od założonego profilu prędkości podczas przyspieszania lub hamowania z tolerancją czasu ±1 s. Podczas uzyskiwania wartości maksymalnych prędkości tolerancja jest zwiększona do 4 mph (6,4 km/h) [10].

Obecne działania zmierzają do wprowadzenia standaryzowanego światowego testu WLTP (*Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure*) uwzględniającego podział na trzy klasy pojazdów. Niezależnie od podziału na klasy, wprowadzono stałą wartość tolerancji prędkości wynoszącą 2 km/h. Wartość ta może ulegać zmianie od założonego profilu w zakresie 1 s. Tolerancje powyżej 2 km/h nie są akceptowalne. Wyjątek stanowi zmiana prędkości o ponad 2 km/h, która nie trwa dłużej niż 1 s. Nie powinno być więcej niż 10 takich odchyień na test jezdny [12].

Takie same wielkości tolerancji prędkości i czasu obowiązują w teście NEDC. Analiza współczynnika zmienności prędkości pojazdu V_{veh} wskazuje, że wartość $CoV(V_{veh})$ zwiększa się przy małych wartościach prędkości (gdyż wówczas także występuje stała tolerancja prędkości jazdy). Z tego względu analizę współczynników zmienności prędkości pojazdu w teście małych prędkości UDC (*Urban Driving Cycle*) przedstawiono na rys. 1 (uwzględniono dwa prze-

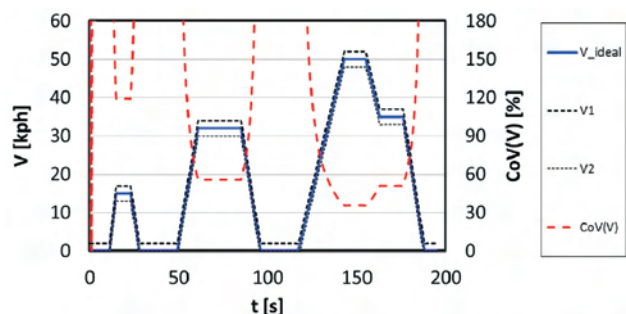


Fig. 1. Evaluation of the coefficient of variation from the mean value in the UDC test comprising a part of the NEDC test

Rys. 1. Ocena współczynnika zmienności prędkości od wartości średniej w teście UDC będącym częścią testu NEDC

in the low speeds UDC test (Urban Driving Cycle) is shown in Fig. 1 (includes two test runs with the extremely different – allowable – driving speeds). The figure proves that the increase in the speed of the vehicle determined in the UDC test reduces the coefficient of variation to a value of about 35%. During the initial phase of the test (the first 30 s), in the extreme case, the obtained $CoV(V_{veh})$ value amounts to 120% (at a driving speed of about 15 kph).

2. The aim of the research

Tests of the hybrid drive systems are now an important part of the works aimed at determination the emissions of the exhaust gases in real driving conditions. For this reason, an attempt to evaluate the possibility of re-creating the operating conditions of such a drive system was undertaken. From the above characteristics it can be observed that it is not possible to unequivocally reproduce the conditions of hybrid drive system load; the same applies to combustion engines and conventional vehicles. Due to the complexity of the energy flow, only limited control over such a system is possible. Additionally, some research associated with the repeatability of the hybrid drive system response to the forced conditions was undertaken. Due to this the parameters significantly influencing repeatability of operating parameters of the hybrid drive system were determined.



Fig. 2. The diagram of the test stand for determining the parameters of a combustion engine operation and a vehicle with hybrid drive system

Rys. 2. Schemat stanowiska do wyznaczania parametrów pracy silnika spalinowego i pojazdu z układem napędu hybrydowego

jazdy o skrajnie różnych – dopuszczalnych – prędkościach jazdy). Z analizy rysunku wynika, że zwiększenie ustalonej prędkości pojazdu w teście UDC powoduje zmniejszenie współczynnika zmienności do wartości około 35%. Podczas początkowej fazy testu (pierwsze 30 s) – w skrajnym przypadku – uzyskuje się $CoV(V_{veh})$ o wartości 120% (przy prędkości jazdy wynoszącej około 15 km/h).

2. Cel prac badawczych

Badania układów napędów hybrydowych są obecnie ważnym elementem działań skierowanych na określenie emisji spalin w warunkach rzeczywistych. Z tego względu podjęto próbę oceny możliwości odtworzenia warunków pracy takiego układu napędowego. Z przedstawionej wyżej charakterystyki wynika, że nie jest jednoznacznie możliwe odtworzenie warunków obciążenia układu napędu hybrydowego, tak jak w silnikach spalinowych i pojazdach konwencjonalnych. Ze względu na złożoność przepływu energii jest możliwe ograniczone sterowanie takim układem. Dodatkowo podjęto prace związane z powtarzalnością odpowiedzi układu napędu hybrydowego na warunki wymuszenia. Dzięki temu określono wielkości wpływające znacząco na powtarzalność wskaźników pracy układu napędu hybrydowego.

3. Metodyka badań

3.1. Obiekt badawczy

Badania odtwarzalności i powtarzalności wskaźników pracy układu napędu hybrydowego przeprowadzono na mobilnym stanowisku demonstracyjnym, którego konstrukcja wykorzystuje podzespoły pojazdu Toyota Prius I generacji (rys. 2). Zastosowanie dodatkowego silnika elektrycznego podłączonego zewnętrznie do badanego układu napędowego umożliwia zadawanie pewnej wartości obciążenia symulującego, np. masę pojazdu i opory ruchu. W tabeli 2 przedstawiono charakterystyczne wielkości silnika spalinowego i elektrycznego wchodzące w skład omawianej konstrukcji.

Table 2. Characteristics of the tested vehicle

Tabela 2. Charakterystyka obiektu badawczego

Part of hybrid propulsion/element napędu hybrydowego	Parameter/parametr	Unit/jednostka	Value/wartość
SI engine/silnik spalinowy	Volume/objętość skokowa	cm ³	1497
	S x D	mm x mm	75.0 x 84.7
	Ne/n	kW/ rpm	57/4500
	Mo/n	N·m/rpm	115/4200
MG2	Ne/n	kW/rpm	33/1040-5600
	Mo/n	N·m/rpm	350/0-400

3.2. Aparatura badawcza i jej dokładność

Warunki przebiegu testu jezdnego ustalano na podstawie wartości położenia pedału przyspieszenia. Nastawy tej wielkości, czas jej trwania oraz nastawy obciążenia zadawano z wykorzystaniem oprogramowania sterującego firmy Mechatronika. Wielkości te zadawano z rozdzielczością: 0,1% położenia pedału przyspieszenia (256 bitów),

3. Research methodology

3.1. Tested vehicles

Research on reproducibility and repeatability of the hybrid drive system operating indexes was conducted on a mobile demonstration test-stand, which design uses components of the 1st generation Toyota Prius vehicle (Fig. 2). The use of an additional electric motor attached externally to the tested drive system makes it possible to set a defined value of simulation load, e.g. simulation of the vehicle weight and resistance to motion. Table 2 shows the typical parameters of a combustion engine and electric motor included in the structure being described.

3.2. Research apparatus and its accuracy

The conditions of the test runs were based on the position of the accelerator pedal. Setting of this value, the time of test duration and setting the load were carried out with the use of the control software of Mechatronika company. These parameters were applied with the resolution of 0.1% of the accelerator pedal position (8 bits), resolution of 1 s – for duration of the phase and resolution of 127 steps (7 bits) for the load value. The program panel features, among others, the option of setting the position of the accelerator pedal through voltage simulation. For simulation a semiconductor digital-controlled potentiometer in hardware driver was used. As a standard, the (dual) potentiometer of the accelerator pedal is connected to the engine controller. During activation of the simulation, the original potentiometer is connected and replaced by a remotely controlled digital potentiometer.

The implemented features of the controller are: readout the wheel drive shaft speed, readout the torque from that shaft, setting the position of the accelerator pedal (electronic simulation) and setting the braking force (through the braking engine, present on the test stand, connected to the power supply).

The tests were carried out with the use of sensors integrated with the drive system. The main sensors include: an inductive sensor speed of the engine crankshaft mounted on a gear wheel (the number of teeth – 34), speed and torque sensors of electric machines, an accelerator pedal position sensor (doubled sensor with the output ranges of 0-5 V and 1.5-5 V) and a Hall-effect sensor of the vehicle speed. The signals from the sensors mentioned were recorded with the use of dedicated diagnostic software through OBD II connection of the vehicle. Transmission system ISO 9141-2 was used with transfer speed of 10.4 kbit/s. A serial data transmission system made it possible to achieve sampling frequency of about 0.7 Hz during the readout of one parameter (total number of parameters read – 18).

3.3. The conditions and the scope of the study

The tests were carried out for different levels of the high voltage battery charge – SOC (state of charge). Previous authors studies [2, 3] indicated the importance of this indicator values in terms of the hybrid drive system operating conditions. For this reason, the tests were divided according to the value of the battery charge. The initial state of charge was defined at the level: 45% (three repetitions), about 54%

1 s – czas trwania modu (czyli fazy) oraz 127 kroków (bitów) wartości obciążenia. Panel programu wyposażono m.in. w opcję zadawania położenia pedału przyspieszenia przez symulację napięciową. Do symulacji zastosowano potencjometr półprzewodnikowy sterowany cyfrowo, znajdujący się w sterowniku sprzętowym. Standardowo do sterownika silnika podłączony jest potencjometr (podwójny) pedału przyspieszenia. Przy aktywacji symulacji oryginalny potencjometr jest odłączany, a w jego miejsce jest włączany potencjometr cyfrowy zdalnie sterowany z programu.

Zaimplementowane funkcje sterownika to odczyt prędkości obrotowej wału napędowego kół, odczyt momentu obrotowego z powyższego wału, zadawanie położenia pedału przyspieszenia (symulacja elektroniczna) oraz zadawanie siły hamowania (przez istniejący na stanowisku silnik hamujący połączony z zasilaczem prądu).

Badania wykonano przy zastosowaniu czujników wchodzących w skład układu napędowego. Główne z nich to: indukcyjny czujnik prędkości obrotowej wału korbowego silnika spalinowego zamontowany na kole zębatym (o 34. zębach), czujniki prędkości i momentu obrotowego maszyn elektrycznych, czujnik położenia pedału przyspieszenia (zdwojony czujnik o zakresach wyjściowych: 0–5 V oraz 1,5–5 V), hallotronowy czujnik prędkości pojazdu. Rejestracji sygnałów z wymienionych czujników dokonano, stosując dedykowane oprogramowanie diagnostyczne przez złącze OBD II pojazdu. Wykorzystano system transmisji ISO 9141-2 o szybkości 10,4 kbit/s. Szeregowy system transmisji danych umożliwił uzyskanie częstotliwości próbkowania o wartości około 0,7 Hz podczas odczytu jednej wielkości (łącznie odczytywano 18 wielkości).

3.3. Warunki i zakres badań

Badania prowadzono przy zróżnicowanym poziomie naładowania SOC (*state of charge*) akumulatora wysokonapięciowego. Wcześniejsze badania autorów prac [2, 3] wskazują na duże znaczenie wartości tego wskaźnika w aspekcie warunków pracy hybrydowego układu napędowego. Z tego powodu dokonano podziału badań zależnie od wartości naładowania akumulatora. Początkowy stan określono na poziomie: 45% (trzy powtórzenia), około 54% (cztery powtórzenia) oraz 75% (dwa powtórzenia). Liczba powtórzeń badań symulujących warunki drogowe nie była duża, co powodowało, że nie osiągnięto wymaganej liczby typowych badań statystycznych (liczba prób zbliżona do 30 [11]). Z tego powodu zastosowano wskaźnik t-Studenta, t_s jako miarę umożliwiającą zwiększenie rozrzutu przy mniejszej liczbie próbek (podrozdz. 3.4).

Analiza zmian wartości stopnia rozładowania akumulatora wysokonapięciowego pojazdu hybrydowego wykazuje jednoznaczną tendencję do jego rozładowania podczas dużych początkowych wartości SOC (rys. 3). Podczas przeprowadzonego testu dla wstępnego naładowania wynoszącego 75% uzyskano rozładowanie układu o około 6% wartości początkowej. Przy tak dużej wartości wstępnego naładowania układ w minimalnym stopniu wykorzystywał silnik spalinowy (jedynie ze względu na chwilowe zapotrzebowanie na moc napędu), natomiast w sytuacji minimalnego

(four repetitions) and 75% (two repetitions). The number of repetitions of the tests simulating road conditions was not high, for which reason the sample size required of typical statistical surveys was not reached (size close to 30 [11]). Because of this, the student's t-test index t_s was used as a measure allowing to increase the distribution for smaller size of the sample (section 3.4).

Analysis of the changes in the state of charge/discharge of high-voltage battery of the hybrid vehicle indicates an explicit trend for the initial values of the system charge (Fig. 3). During the test conducted for the initial state of charge of 75% the system was discharged by about 6% of the initial value. At such a high value of the initial charge, the system used the combustion engine at a minimum level (only in case of momentary demand for driving power). However, in case of the minimum initial charge SOC = 45%, the system responded with the extended operating time of the combustion engine, making it possible to achieve a charge at a level of about 9%. For the initial charge degree of about 54% the system has not demonstrated any unequivocal trend of charging/discharging the HV battery. For two repetitions the charging achieved -4.31%, whereas for other repetitions the system increased the SOC level by 0.79%.

3.4. The method of analysis of the results

The tests presented the input signals controlled by the driver (the signal depended on the position of the vehicle accelerator pedal), the battery charge level (SOC) and the speed affecting the value and repeatability of parameters characterizing the operating conditions of the 1st generation hybrid drive system in Toyota Prius.

One shortcoming of the presented test stand is that the inertia resistance, aerodynamic resistance, rolling resistance and resistance related to the topography of the terrain are not taken into account. However, the tests in real-road conditions are characterized by significant non-repeatability, due to the presence of numerous independent external factors, such as traffic congestion, traffic light cycles, weather conditions, etc.

For these reasons, the descriptive statistics tools were used, such as:

- sample standard deviation – this is a measure of the distribution of measurement results around the arithmetic mean of the sample. High standard deviation values indicate significant distribution of results around the mean [1, 11]:

$$s(x) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - x_{av})^2} \quad (1)$$

where: n – is the number of measurements, x_i – is the value of the i -th measurement, x_{av} – is the arithmetic mean,

- the coefficient of variation (CoV), is the measure of variation in the distribution of a parameter; unlike the standard deviation, which specifies an absolute variation of a parameter, the coefficient of variation is a relative measure, that is, depending on the value of the arithmetic mean [1]:

$$\text{CoV}(x) = \frac{s(x)}{x_{av}} \quad (2)$$

naładowania wstępnego, SOC = 45%, układ odpowiedział wydłużonym czasem pracy silnika spalinowego, co umożliwiło doładowanie na poziomie około 9%. Dla początkowego stopnia naładowania wynoszącego około 54% układ nie wykazał jednoznacznej tendencji do ładowania/rozładowania akumulatora HV. Dla dwóch powtórzeń uzyskano rozładowanie -4,31%, natomiast dla pozostałych powtórzeń układ zwiększył poziom SOC o 0,79%.

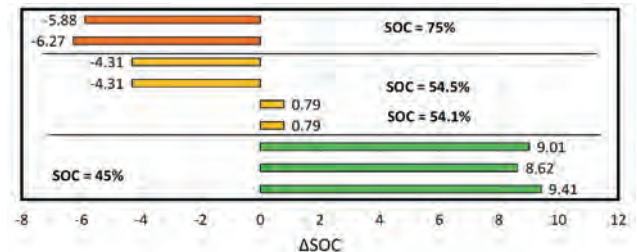


Fig. 3. The change of SOC value during the entire tests

Rys. 3. Zmiana stopnia naładowania akumulatora (SOC) podczas całego testu

3.4. Sposób analizy wyników

W badaniach przedstawiono wymuszenia zadawane przez kierowcę (wymuszenie to zadawano przez ustawienie pedału przyspieszenia pojazdu), poziom naładowania akumulatorów (SOC) oraz prędkość jazdy wpływającą na wielkość i powtarzalność parametrów charakteryzujących warunki pracy hybrydowego układu napędowego Toyota Prius I generacji.

Pewną niedoskonałością prezentowanego stanowiska jest brak uwzględnienia oporów bezwładności, oporów aerodynamicznych, oporów toczenia, oporów związanych z topografią terenu. Jednak badania w rzeczywistych warunkach cechują się znaczną niepewnością, z powodu występowania wielu niezależnych czynników zewnętrznych, takich jak kongestia ruchu, cykle sygnalizacji świetlnej, warunki atmosferyczne itd.

Z powyższych powodów wykorzystano narzędzia statystyki opisowej w postaci:

- odchylenia standardowego z próby – jest to miara rozproszenia wyników pomiarów wokół średniej arytmetycznej próby. Duże wartości odchylenia standardowego świadczą o dużym rozproszeniu wyników wokół średniej – wzór (1) [1, 11], gdzie: n – liczba pomiarów, x_i – wartość i -tego pomiaru, x_{av} – średnia arytmetyczna,
- współczynnika zmienności (CoV) – jest to miara zróżnicowania rozkładu cechy; w odróżnieniu od odchylenia standardowego, które określa bezwzględne zróżnicowanie cechy, współczynnik zmienności jest miarą względną, czyli zależną od wielkości średniej arytmetycznej – wzór (2) [1], gdzie: $s(x)$ – odchylenie standardowe z próby, x_{av} – średnia arytmetyczna,
- zmiennej losowej rozkładu t-Studenta; jej uwzględnienie jest konieczne ze względu na oszacowanie przedziału, w którym leży rzeczywista wartość mierzona; przedział ten szacuje się z określonym prawdopodobieństwem (tab. 3), gdy dokona się n pomiarów i znana jest wartość średnia

where: $s(x)$ – is the standard deviation from the sample, x_{av} – is the arithmetic mean,

- random variable of student's t-test distribution t_s . It is necessary to take that into account in order to assess the range within which an actual measured value lies. This range is assessed with a specified probability (Table 3) if n measurements were carried out and the mean and standard deviation from the sample are known, while the standard deviation from the population remains unknown.

Table 3. Student's t-test statistics for the significance level $\alpha = 0.1$ [1]

Tabela 3. Statystyka t-Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,1$ [1]

The number of degrees of freedom k/ liczba stopni swobody k	statistics $t_{\alpha,k}$ /statystyka $t_{\alpha,k}$
1	6.314
2	2.920
3	2.353
4	2.132
5	2.015
6	1.943
7	1.895
8	1.860

Due to the small number of measurements, the meter equation (2) was proportionately increased by a value of student's t-test statistics:

$$CoV(x) = \frac{s(x) \cdot t_{\alpha,k}}{x_{av}} \quad (3)$$

where: $s(x)$ – is the standard deviation from the sample, x_{av} – is the arithmetic mean, $t_{\alpha,k}$ – random variable of the student's t-test distribution, α – a level of significance, k – the number of degrees of freedom equal to the number of measurements reduced by 1.

4. Analysis of the operating conditions reproducibility of hybrid drive systems

4.1. Forcing conditions of vehicle movement through setting of an accelerator system

The hybrid drive system was controlled by simulated setting of the accelerator pedal – a change of the output voltage value from the accelerator pedal. Figure 4 shows the characteristics of changes of this input in each test. The calculated coefficient of variation – $CoV(\alpha_{acc})$ – was less than 2%, which indicates repeatability of the settings. Only at the measuring points, in which a change of the input signal took place, the increased values of the coefficient of variation were observed. The reason for this is lack of full synchronization of the first measuring points in each test and a variable sampling frequency.

4.2. Assessment of the vehicle speed as a reaction of the system to the input signal

An algorithm describing the control over the tested vehicle is presented in Fig. 5. The control unit of the system (ECU) was supplied with a signal corresponding to a specified setting of the accelerator pedal position. Then the driver processed the

i odchylenie standardowe z próby; nieznane jest natomiast odchylenie standardowe z populacji.

Ze względu na małą liczbę pomiarów, licznik równania (2) proporcjonalnie powiększono o wartość statystyki t-Studenta – wzór (3), gdzie: $s(x)$ – odchylenie standardowe z próby, x_{av} – średnia arytmetyczna, $t_{\alpha,k}$ – zmienna losowa rozkładu Studenta, α – poziom istotności, k – liczba stopni swobody równa liczbie pomiarów pomniejszonej o 1.

4. Analiza odtwarzalności warunków pracy układu napędu hybrydowego

4.1. Wymuszenie warunków ruchu pojazdu przez nastawę układu przyspiesznika

Sterowanie układem napędu hybrydowego odbywało się za pomocą symulowanej nastawy pedału przyspieszenia – zmiany wartości napięcia wyjściowego z elementu przyspiesznika. Na rysunku 4 przedstawiono przebieg zmian tego wymuszenia w poszczególnych próbach. Obliczony współczynnik zmienności $CoV(\alpha_{acc})$ przyjmował wartości poniżej 2%, co świadczy o powtarzalności nastaw. Jedynie w punktach pomiarowych, w których następowała zmiana zadanego wymuszenia widoczne jest zwiększenie wartości współczynnika zmienności. Powodem tego jest brak pełnej synchronizacji pierwszych punktów pomiarowych poszczególnych prób oraz zmienna częstotliwość próbkowania.

4.2. Ocena prędkości pojazdu jako odpowiedzi układu na wymuszenie

Algorytm opisujący sterowanie obiektem badań przedstawiono na rys. 5. Do jednostki sterującej układem (ECU) dostarczany był sygnał odpowiadający określonej nastawie położenia pedału przyspieszenia. Następnie sterownik przetwarzał dostarczony sygnał i przysyłał go do elementów wykonawczych układu (ICE – silnik spalinowy, MG1 – sil-

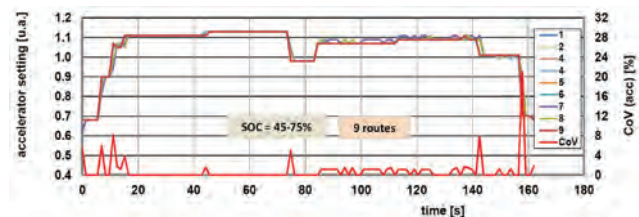


Fig. 4. Analysis of the input signal conditions

Rys. 4. Analiza warunków wymuszenia

nik elektryczny/generator prądu, MG2 – silnik elektryczny/generator prądu). Przetwarzane sygnały uwzględniały zakłócenia (w postaci zmiany oporów ruchu wywołane masami bezwładności oraz hamulcem elektrycznym) mające wpływ na końcowe warunki pracy układu napędu hybrydowego. W bieżących badaniach nie uwzględniono sprzężenia zwrotnego zadanej prędkości jazdy (przerwana linia na rys. 3). Brak weryfikacji prędkości pojazdu i wynikającej z tego poprawy zadanej nastawy pedału przyspieszenia przyczyniły się do uzyskania znacznych różnic w prędkości jazdy, zależnych bezpośrednio od stopnia naładowania akumulatora.

Rejestracja parametrów pracy układu odbywała się z częstotliwością ok. 0,7 Hz. Zakres zmian częstotliwości

delivered signal and transmitted it to the system actuators (ICE – a combustion engine, MG1 – an electric motor/generator, MG2 – electric motor/generator). The processed signals took into account interference (in the form of changes to the motion resistance caused by the inertia mass and electric brake) which influenced the final operating conditions of the hybrid

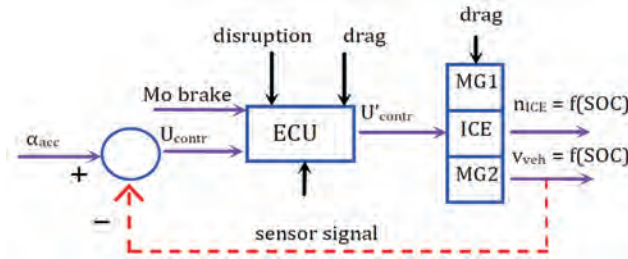


Fig. 5. The algorithm of the tested vehicle control with a possible to apply feedback

Rys. 5. Algorytm sterowania obiektem badań z możliwym do zastosowania sprzężeniem zwrotnym

drive system. The current study does not include feedback associated with the specified driving speed (dashed line in Fig. 3). The lack of verification of the vehicle speed and related to it adjustment of the accelerator pedal setting contributed to obtaining significant differences in driving speeds depending directly on the battery charge degree.

The parameters of the system operation were recorded with a frequency of approx. 0.7 Hz. The range of the sampling frequency changes is shown in Fig. 6. The calculated value of the coefficient of variation for frequency – $CoV(f)$ – after the proportionate enlargement by the value of a random variable of student's t-test distribution (1.860 for $\alpha = 0.1$; $k = 8$) obtained values less than 0.4%. This value illustrates only variation of this parameter in relation to the arithmetic mean.

The vehicle speeds obtained during the tests depend on, among others, such factors as: the currently set values of the input, the level of battery charge and conditions of the combustion engine start up. The characteristics of the driving speeds values at subsequent measuring points of the tests are shown in Fig. 7.

próbki przedstawiono na rys. 6. Obliczona wartość współczynnika zmienności $CoV(f)$, po proporcjonalnym powiększeniu o wartość zmiennej losowej rozkładu t-Studenta (1,860 dla $\alpha = 0,1$; $k = 8$), przyjmowała poziom poniżej 0,4%. Wartość ta obrazuje jedynie zmienność tego parametru względem średniej arytmetycznej.

Uzyskane prędkości pojazdu w czasie badań zależały między innymi od takich czynników, jak: bieżące wartości zadanego wymuszenia, stopień naładowania akumulatora oraz warunki uruchomienia silnika spalinowego. Przebieg wartości prędkości jazdy w kolejnych punktach pomiarowych testów przedstawiono na rys. 7.

Podstawą porównania przebiegów poszczególnych prędkości pojazdu był współczynnik zmienności $CoV(V_{av})$ wyznaczony zgodnie z równaniem (3). Analiza porów-

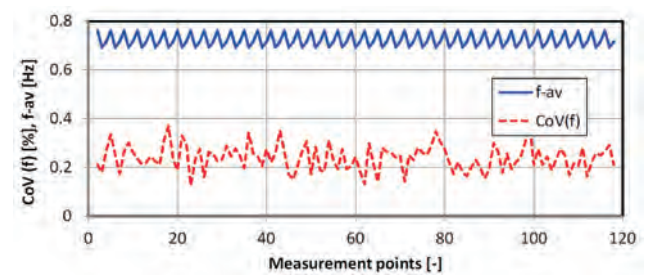


Fig. 6. Analysis of sampling frequency and its distributions

Rys. 6. Analiza częstotliwości próbkowania i jej rozrzutów

nawcza wskazuje, że uzyskiwane wartości prędkości jazdy cechują się dużą powtarzalnością w obszarach jazdy ze stałą prędkością ($CoV(V_{av}) < 10\%$). Uruchomienie silnika spalinowego przyczynia się do uzyskiwania większych prędkości jazdy; można to zauważyć, porównując wartości od 15. do 60. punktu pomiarowego testów należących do różnych grup. Współczynnik zmienności uśrednionej prędkości jazdy przyjmował większe wartości ($CoV(V_{av}) > 20\%$) w obszarach zmiany przyspieszenia (dodatniego oraz ujemnego). Powodem tego było przesunięcie w czasie porównywalnych punktów pomiarowych. Największe wartości $CoV(V_{av})$ przypadały w obszarach poruszania się pojazdu z najmniejszą prędkością jazdy ($V_{av} < 20$ km/h).

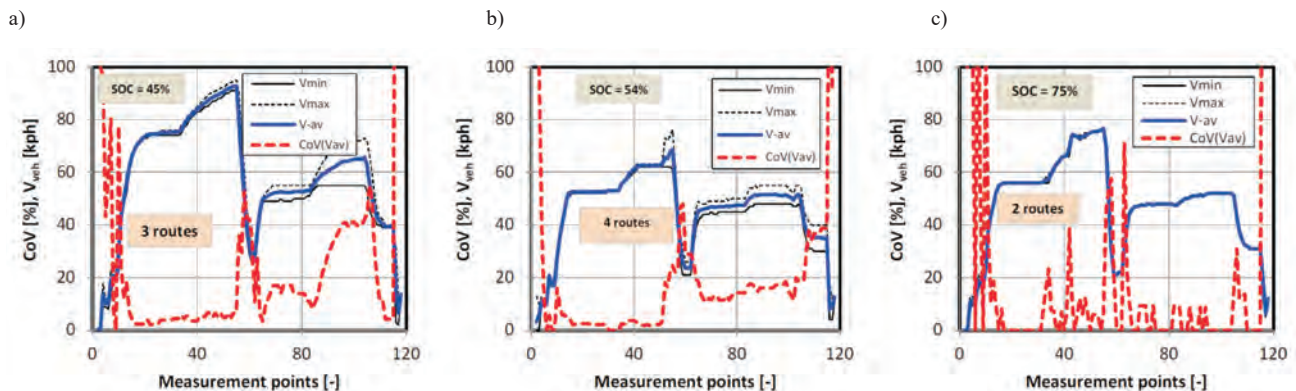


Fig. 7. Conditions of the vehicle driving speed repeatability with hybrid drive system and the variations of distribution values at varying battery charge levels: a) 45%, b), approx. 54%, c) approximately 75%

Rys. 7. Warunki powtarzalności prędkości jazdy pojazdu z układem napędu hybrydowego oraz wartości rozrzutów przy różnym stopniu naładowania akumulatorów: a) 45%, b) około 54%, c) 75%

The basis for comparison of the various vehicle speeds was the coefficient of variation for V_{av} determined in accordance with the equation (3). A comparative analysis shows that the obtained driving speed values are characterized by high repeatability in the range of constant driving speeds ($CoV(V_{av}) < 10\%$). Start-up of the combustion engine contributes to obtaining higher driving speeds; this can be observed when comparing values from 15th to 60th measuring point in tests for different groups. Coefficient of variation for an averaged driving speed obtained higher values ($CoV(V_{av}) > 20\%$) within the range of acceleration changes (both positive and negative). The reason for this was the time offset of comparable points of measurement. The highest values of $CoV(V_{av})$ were observed for the vehicles moving with the lowest driving speed ($V_{av} < 20$ kph).

5. Repeatability assessment of operating indexes in hybrid propulsion systems

5.1. Evaluation of the repeatability in the context of type-approval steady cycle tests

The conditions of type-approval tests repeatability, presented in Chapter 1, in relation to the vehicles engines tests were used to assess the repeatability of the driving speed in own tests. Using a linear regression equation for average speed (V_{av}) and instantaneous speed (V_{veh}) for each test its form was determined along with the parameters specified in Table 1. The results of these operations are shown in Figure 8.

The analysis of the obtained values of the linear regression coefficients indicates that the coefficient of determination R^2 in only one case is less than it is assumed in the guidelines for dynamic tests of the engines (in relation to the engine speed). The value of the coefficient R^2 less than 0.97 was obtained during one test run of a vehicle for SOC ca. 54% (Fig. 8b). The coefficient of linear regression a (slope) also in only one case was outside the range given in Table 1. It is, therefore, possible to use the limits of tolerance – established for dynamic tests of combustion engines – in relation to the speed of the vehicle in dynamic tests of hybrid drive systems.

5.2. Repeatability assessment of operating indexes in tests

The reasons for operation of a combustion engine in the hybrid drive system may be as follows: temporary needs of

5. Ocena powtarzalności wskaźników pracy układu napędu hybrydowego

5.1. Ocena powtarzalności na tle homologacyjnych testów stacjonarnych

Przedstawione w rozdziale 1 warunki powtarzalności testów homologacyjnych w odniesieniu do badań silników pojazdów wykorzystano do oceny powtarzalności prędkości jazdy własnego testu badawczego. Stosując równanie regresji liniowej do prędkości średniej (V_{av}) i prędkości chwilowej (V_{veh}) każdego z testów, wyznaczono jego postać wraz z wielkościami scharakteryzowanymi w tabeli 1. Wyniki tych prac przedstawiono na rys. 8.

Analiza uzyskanych wartości współczynników regresji liniowych wskazuje, że współczynnik determinacji R^2 w jednym tylko przypadku wynosi mniej niż zakładają wytyczne badań silników w testach dynamicznych (w odniesieniu do prędkości obrotowej silnika). Wartość współczynnika R^2 poniżej 0,97 uzyskano podczas jednej próby badawczej pojazdu z SOC około 54% (rys. 8b). Współczynnik regresji liniowej a (nachylenia prostej) również tylko w jednym przypadku jest poza zakresem podanym w tablicy 1. Możliwe jest więc wykorzystanie – ustalonych dla testów dynamicznych silników spalinowych – limitów tolerancji w odniesieniu do prędkości pojazdu w testach dynamicznych układów napędów hybrydowych.

5.2. Ocena powtarzalności wskaźników pracy w teście badawczym

Powodem uruchomienia silnika spalinowego w układzie napędu hybrydowego mogą być takie czynniki, jak: bieżące polecenia kierowcy, mały stopień naładowania akumulatora czy duża prędkość jazdy. Prędkości obrotowe silnika spalinowego w kolejnych punktach testu przedstawiono na rys. 9.

Analiza uzyskanego współczynnika zmienności prędkości obrotowej silnika spalinowego ($CoV(n)$) wykazała powtarzalność tej prędkości w porównywanych punktach pomiarowych (rys. 9a). Silnik spalinowy przez większość czasu pracy ma prędkość z zakresu 1200–1500 obr/min. Małe wartości współczynnika zmienności ($CoV(n) < 5\%$) w tych punktach zależą od niewielkiego odchylenia standardowego prędkości obrotowej w porównaniu do jej średniej arytmetycznej. Silnik spalinowy pracował w zbliżonym zakresie czasowym. Dowodem tego jest zwiększona war-

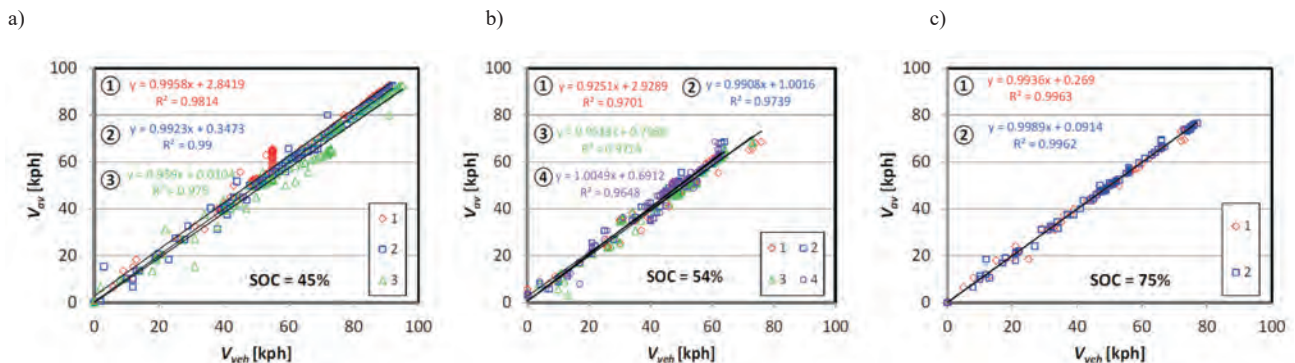


Fig. 8. The analysis of linear regression of average and instantaneous speed value in the tests runs at different initial SOC: a) 45%, b) ok. 54%, c) 75%
 Rys. 8. Analiza regresji liniowej wartości prędkości średniej i chwilowej testu badawczego przy zróżnicowanym początkowym SOC: a) 45%, b) ca. 54%, c) 75%

the driver, the low level of high voltage battery charge or high driving speed. The combustion engine speeds at particular points of the test are presented in Figure 9.

Analysis of the obtained variation coefficient of combustion engine speed ($CoV(n)$) indicated repeatability of this parameter in the compared measurement points (Fig. 9a). The combustion engine for most of the operating time has the speed ranging from 1200–1500 rpm. Low values of the coefficient of variation ($CoV(n) < 5\%$) in these points depend on relatively small standard deviation of engine speed compared to its arithmetic mean. The combustion engine operated in similar time range. This was proved by the increased value of the coefficient of variation ($CoV(n) > 30\%$) only in individual measuring points. In Figures 9b and 9c significant differences in conditions of the combustion engine start-up are observed, despite similar level of battery charge (SOC approx. 54%). This may be associated with the fact of obtaining the value of the charge sufficient to operate the so-called charge sustaining mode. This means lack of full charging, and only momentary charge and discharge within a limited range of SOC changes.

Analogous to the assessment of driving speed repeatability in own tests, an assessment of the combustion engine speed repeatability was performed. The results are presented in Fig. 10. The results indicate that the coefficient of determination below 95% was obtained only during a single test run with the lowest battery charge level (Fig. 10a). In other tests, this value exceeds 97%. The determined value of the

coefficient of variation ($CoV(n) > 30\%$) jedynie w pojedynczych punktach pomiarowych. Na rysunku 9b i 9c widoczne są duże różnice w warunkach uruchomienia silnika spalinowego, mimo zbliżonego poziomu stopnia naładowania akumulatora (SOC ok. 54%). Może to wynikać z uzyskania wartości naładowania wystarczającej do działania trybu tzw. podtrzymania ładowania akumulatora. Stan ten oznacza brak pełnego doładowywania, a jedynie jego chwilowe doładowanie i rozładowanie w ograniczonym zakresie zmian SOC.

Podobnie do oceny powtarzalności prędkości jazdy własnego testu badawczego, wykonano ocenę powtarzalności prędkości obrotowej silnika spalinowego. Rezultaty zaprezentowano na rys. 10. Wynika z nich, że współczynnik determinacji poniżej 95% uzyskano tylko podczas jednego przejazdu z najmniejszym stopniem naładowania akumulatora (rys. 10a). W pozostałych testach wartość ta wynosi powyżej 97%. Wyznaczona wartość współczynnika regresji liniowej a (dla początkowego SOC równego 45%) wskazuje na zwiększone różnice również przy małej wartości naładowania akumulatora. W tym przypadku wartości podane w tabelicy 1 nie są zachowane. Wartości rzeczywiste tego współczynnika wynoszą około 0,83, przy wymaganej minimalnej wartości 0,95. Odchylenie to nie jest spowodowane jedynie wyłączeniem silnika spalinowego (wartości w okolicy zera), lecz również jego większymi wartościami, niekoniecznie mającymi związek z rozruchem silnika spalinowego.

W badaniach dokonano także analizy zmian przyspieszenia ruchu pojazdu (dodatniego i ujemnego) wraz z analizą współ-

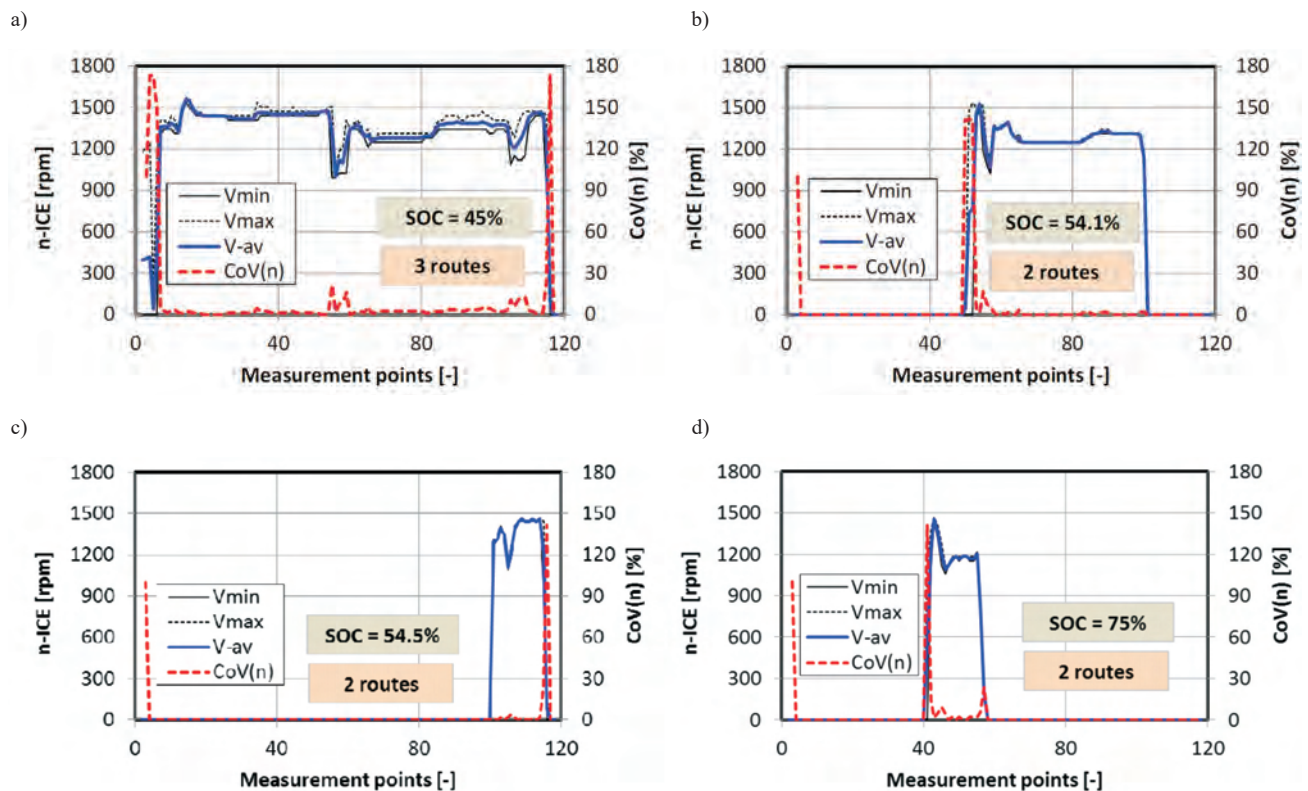


Fig. 9. Conditions of repeatability of the combustion engine speed with hybrid drive system and the variations of distribution values at varying battery charge levels: a) 45%, b) 54.1%, c) 54.5%, d) 75%

Rys. 9. Warunki powtarzalności prędkości obrotowej silnika spalinowego pojazdu z układem napędu hybrydowego oraz wartości rozrzutów przy różnym stopniu naładowania akumulatorów: a) 45%, b) 54,1%, c) 54,5%, d) 75%

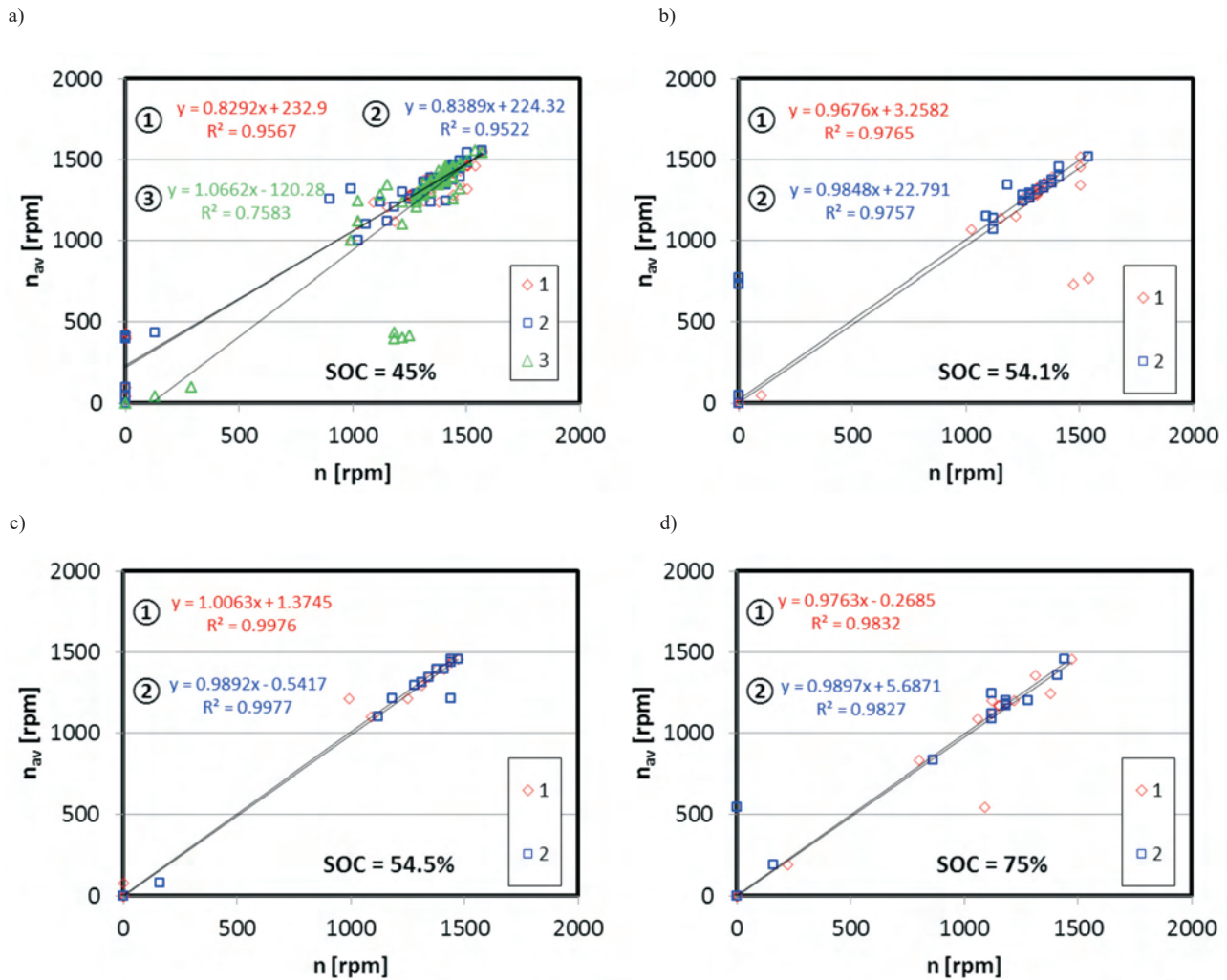


Fig. 10. The analysis of linear regression of average and instantaneous combustion engine speed value in the tests runs at different initial SOC: a) 45%, b) 54.1%, c) 54.5%, d) 75%

Rys. 10. Analiza regresji liniowej średniej i chwilowej wartości prędkości silnika spalinowego w teście badawczym przy zróżnicowanym początkowym SOC: a) 45%, b) 54,1%, c) 54,5%, d) 75%

coefficient of the linear regression a (at initial SOC equal 45%) indicates increased differences also at low battery charge level. In this case, the values given in Table 1 are not maintained. The actual values of this coefficient are about 0.83, at a required minimum value of 0.95. This deviation is caused not only by turning the combustion engine off (value around zero), but also by its higher values, not necessarily related to the combustion engine start-up.

In the tests also the analysis of the vehicle acceleration changes (positive and negative) was conducted, along with the analysis of the coefficient of variation (Fig. 11). From the analysis of the figures it can be observed, that the acceleration values do not depend on the battery charge level, while the values of the coefficient of variation for the vehicle speed are related to this index. An increase in the battery charge level results in lower values of coefficient of variation for delay variability.

The analysis of the mean values of changes in vehicle speeds in relation to the acceleration phases indicates existence some relation with the battery charge level (Fig. 12).

czynnika zmienności (rys. 11). Z analizy rysunków wynika, że wartości przyspieszenia nie zależą od stopnia naładowania akumulatora, jednak wartości współczynnika zmienności prędkości pojazdu są zależne od tego wskaźnika. Zwiększenie stopnia naładowania akumulatora skutkuje mniejszymi wartościami współczynnika zmienności opóźnienia.

Analiza średnich wartości zmian prędkości pojazdu w odniesieniu do faz przyspieszania wskazuje na istnienie ich zależności od stopnia naładowania akumulatorów (rys. 12).

Podczas hamowania ($a < 0$ m/s) zmiany prędkości są największe i maleją wraz z uzyskiwaniem dodatniego przyspieszenia pojazdu. Dla małych SOC faza braku przyspieszenia i przyspieszenia dodatniego wskazuje na podobne wartości zmian prędkości jazdy. Zwiększenie stopnia naładowania akumulatora zmniejsza ponownie zmienność prędkości jazdy.

Duży stopień naładowania akumulatorów podczas dodatnich przyspieszeń wskazuje na zwiększenie $CoV(V_{av})$, co może wynikać z dostępności większej wartości momentu obrotowego silnika elektrycznego niż silnika spalinowego.

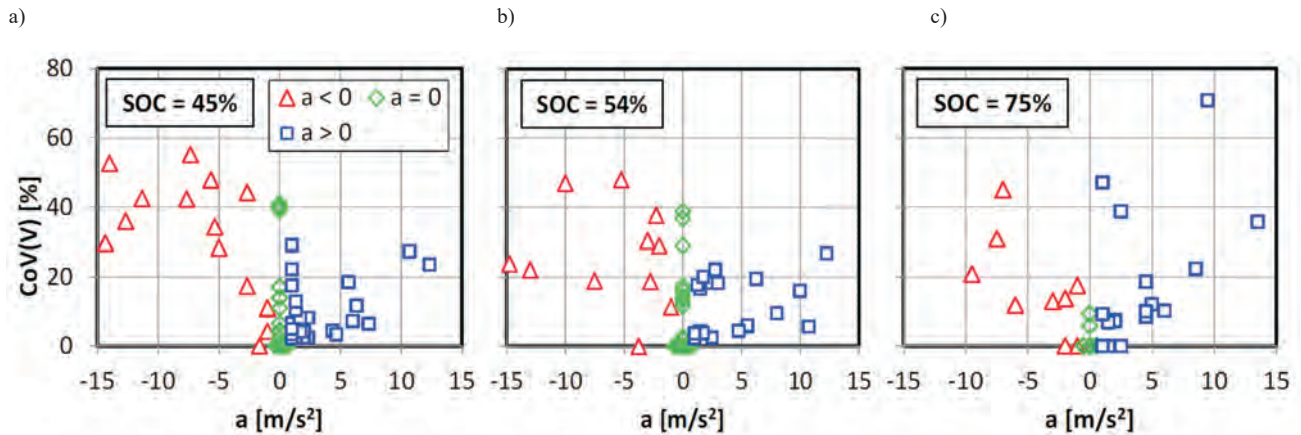


Fig. 11. The instantaneous values of vehicle speeds distribution with division into a braking phase, constant speed phase and acceleration phase in relation to the battery charge level: a) 45%, b) approx. 54%, c) 75%

Rys. 11. Chwilowe wartości rozrzutów prędkości pojazdu z podziałem na fazy opóźnienia, stałej prędkości i przyspieszania w zależności od stopnia naładowania akumulatorów: a) 45%, b) około 54%, c) 75%

During braking ($a < 0$ m/s) the speed changes are the highest and decrease as the positive acceleration of the vehicle is being achieved. For low values of SOC, the phase with no acceleration and with positive acceleration show similar values of driving speed changes. An increase in the level of battery charge reduces the variation of driving speed again.

A high battery charge level during positive acceleration indicates an increased $CoV(V_{av})$, which may result from the availability of higher torque of an electric motor compared to the combustion engine torque. This means the possibility of a rapid increase in the driving force on the vehicle wheels and, at the same time, leads to increased fluctuations in the vehicle speeds. Such conditions of driving system operation also result in lowest changes in the set driving speed of the vehicle. What it means is that the vehicle with hybrid drive system operates in the electric mode.

6. Summary

Reproducibility analysis of hybrid drive systems operating conditions indicates:

1. The possibility of precise mapping of the position of accelerator pedal in the hybrid drive system; however, the conditions of such control do not define unequivocally the driving vehicle speed or the operating conditions of particular hybrid drive systems.
2. The input signal of the external load in hybrid drive system causes different operating conditions for combustion engine and hybrid propulsion system; simultaneously the result of such a control is varied operation of the electric motors.

Repeatability analysis of the operating conditions of hybrid drive systems leads to the following conclusions:

1. The level of high-voltage battery charge has a determining influence on the repeatability of system operation indexes; a high battery charge level results in a limited share of the combustion engine operation time during the entire test.
2. A low level of high-voltage battery charge enforces an increased share of combustion engine operation time; that

Oznacza to możliwość gwałtownego zwiększenia siły napędowej na kołach pojazdu i jednocześnie prowadzi do zwiększenia fluktuacji prędkości pojazdu. Taki stan pracy układu napędowego skutkuje również najmniejszymi zmianami ustalonej prędkości jazdy pojazdu. Oznacza to że pojazd z układem napędu hybrydowego pracuje w trybie elektrycznym. .

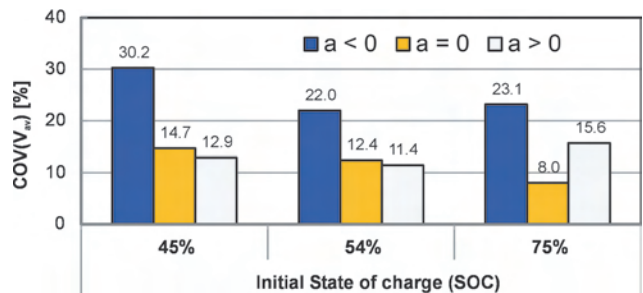


Fig. 12. The mean values of vehicle speeds distribution with division into a braking phase, constant speed phase and acceleration phase

Rys. 12. Średnie wartości rozrzutów prędkości pojazdu z podziałem na fazy opóźnienia, stałej prędkości i przyspieszania

6. Podsumowanie

Analiza odtwarzalności warunków pracy układu napędu hybrydowego prowadzi do wniosków:

1. Istnieją możliwości pełnego odwzorowania położenia pedału przyspieszenia w układzie napędu hybrydowego; jednak warunki takiego sterowania jednoznacznie nie definiują prędkości jazdy pojazdu oraz warunków pracy poszczególnych układów napędu hybrydowego.
 2. Wymuszenie zewnętrznego obciążenia układu napędu hybrydowego powoduje odmienne warunki pracy silnika spalinowego oraz układu napędu hybrydowego; skutkiem takiego sterowania jest jednocześnie zróżnicowana praca silników elektrycznych układu napędowego;
- natomiast analiza powtarzalności warunków pracy układu napędu hybrydowego prowadzi do następujących wniosków:

1. Decydujący wpływ na powtarzalność wskaźników pracy układu ma stopień naładowania akumulatora wysoko-

- share is not proportional to the degree of high-voltage battery discharge (defined by SOC index).
3. A reduced battery charge level, at a defined accelerator pedal position, results in an increased value of combustion engine torque in order to ensure the high-voltage battery charging.
 4. Low values of battery charge (SOC) additionally result in higher driving speeds of a vehicle due to higher value of combustion engine speed and torque, necessary to supplement the battery energy.

2. Mały stopień naładowania akumulatora wysokonapięciowego wymusza zwiększony udział czasu pracy silnika spalinowego; udział ten nie jest proporcjonalny do stopnia rozładowania akumulatorów wysokonapięciowych (określony przez wskaźnik SOC).
3. Ograniczony stopień naładowania akumulatora powoduje, przy ustalonej wartości położenia pedału przyspieszenia, zwiększoną wartość momentu obrotowego silnika spalinowego w celu zapewnienia doładowania akumulatora wysokonapięciowego.
4. Małe wartości SOC akumulatora skutkują dodatkowo większymi prędkościami jazdy pojazdu dzięki większej wartości prędkości i momentu obrotowego silnika spalinowego, koniecznej do uzupełnienia energii akumulatora.

Bibliography/Literatura

- [1] Balicki A., Makać W. Metody wnioskowania statystycznego, Wydawnictwo Uniwersytetu Gdańskiego, Gdańsk 2007.
- [2] Cieślík W., Pielecha I., Szałek A. Assessment of parameters of the hybrid drive system in vehicles in urban traffic conditions. Combustion Engines. 2015, 161(2), 14-27.
- [3] Cieślík W., Pielecha I., Szałek A. Indexes of performance of combustion engines in hybrid vehicles during the UDC test. Combustion Engines. 2015, 160(1), 11-25. ISSN 2300-9896.
- [4] Directive 1999/96/EC of the European Parliament and of the Council on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles and amending Council Directive 88/77/EEC, 13.12.1999, www.eea.europa.eu (accessed 5.02.2016).
- [5] Dyrektywa Rady z dnia 20 marca 1970 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do działań, jakie mają być podjęte w celu ograniczenia zanieczyszczenia powietrza przez emisje z pojazdów silnikowych (70/220/EWG) ze zmianami; eur-lex.europa.eu (accessed 3-02-2016).
- [6] Global Technical Regulation No. 4. Test procedure for compression-ignition (C.I.) engines and positive ignition (P.I.) engines fuelled with natural gas (NG) or liquefied petroleum gas (LPG) with regard to the emission of pollutants, ECE/TRANS/180/Add.4, 25.01.2007, www.unece.org (accessed 5.02.2016).
- [7] Global Technical Regulation No. 11. Engine emissions from agricultural and forestry tractors and from non-road mobile machinery, ECE/TRANS/180/Add.11, 9.03.2010, www.unece.org (accessed 5.02.2016).
- [8] Merksiz J., Pielecha J., Radzimirski S. Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej. WKŁ, Warszawa 2012.
- [9] Merksiz J., Pielecha J., Radzimirski S. Pragmatyczne podstawy ochrony powietrza atmosferycznego w transporcie drogowym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.
- [10] Part 86—Control of emissions from new and in-use highway vehicles and engines. Subpart B—Emission Regulations for 1977 and Later Model Year New Light-Duty Vehicles and New Light-Duty Trucks and New Otto-Cycle Complete Heavy-Duty Vehicles; Test Procedures. §86.115-78 EPA dynamometer driving schedules, www.ecfr.gov (accessed 3.02.2016).
- [11] Serdecki W. Badania silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2012.
- [12] Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure. Global Technical Regulation on Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure. ECE/TRANS/180/Add.15, 12.05.2014, www.unece.org (accessed 2.02.2016).

Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: ireneusz.pielecha@put.poznan.pl



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

Mgr inż. Wojciech Cieślík – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wojciech.m.cieslik@doctorate.put.poznan.pl



Michał Siwoń, Eng. – student in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Inż. Michał Siwoń – student na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: michal.siwon@student.put.poznan.pl



Selected problems of RD-33 engine reliability in operation

The paper presents an analysis of the most common damage incidents of the RD-33 turbine jet engine. Extended research on the assessment of powertrain reliability enabled a detailed identification of the causes of individual damage incidents along with possible threats. The presented statistical data related to the frequency of occurrence of individual damage incidents in recent years are particularly noteworthy. RD-33 is a newly designed engine, yet, in recent years it has gathered a very good opinion in the Polish Air Force, the effect of which are the efforts made by the military services and scientists aiming at the extending its proper and trouble free operation.

Key words: jet engine, powertrain, aircraft malfunction

Wybrane problemy niezawodności eksploatacji silników RD-33

W artykule zaprezentowano analizę głównych uszkodzeń związanych z eksploatacją turbinowego silnika odrzutowego RD-33. Długoletnie badania związane z oceną niezawodności zespołów napędowych umożliwiły szczegółową identyfikację przyczyn powstawania poszczególnych uszkodzeń, wraz z występującymi zagrożeniami. Na szczególną uwagę zasługują przedstawione dane statystyczne związane z częstością występowania poszczególnych rodzajów uszkodzeń w ostatnich latach. Silnik RD-33 nie należy do konstrukcji najnowocześniejszych, jednak w ciągu ostatnich lat zyskał w Siłach Zbrojnych RP bardzo dobrą opinię, czego wynikiem są prace podejmowane przez służby wojskowe i środowisko naukowe zmierzające do wydłużenia jego prawidłowej i bezproblemowej eksploatacji.

Słowa kluczowe: silnik odrzutowy, zespół napędowy, uszkodzenia samolotu

1. Introduction

For many years we have been observing a rapid development of aviation powertrains technology whose most attention is focused on turbine engines. Modern turbine aircraft engines are very complex devices. Their technical parameters define the performance of the aircraft as well as the flight safety. The statistics related to the operation of all turbine aircraft engines indicate that if not for the ingress of foreign objects into the engine, a turbine engine could be deemed one of the most reliable components of a modern aircraft. This results from the application of the latest technologies of production of parts and subassemblies and the application of results of the latest scientific research that allow a design and selection of appropriate shapes of components such as the fan vanes. Turbine aircraft engines, however, still have their downsides and are not malfunction free. The analysis of reliability of aircraft in the Polish Air Force operated in the years 2009-2013 leads to a conclusion that 9% of aviation incidents was caused by engine malfunction, as shown in Fig. 1.

The above, spurs a question as to how to systematize the factors leading to the malfunction of turbine powertrains. A reduction of durability, reliability and efficiency of the turbine engines may be a result of the following reasons:

- design and production related reasons (adopted design solutions, type of material used for individual components),
- operation related reasons (manner of operation, conditions of the airstrips, fuel and lubricant quality),

1. Wstęp

Od wielu lat obserwuje się intensywny rozwój lotniczych technik napędowych, wśród których największa uwaga skupiona jest na turbinowych jednostkach napędowych. Współczesne turbinowe silniki lotnicze są obiektami o bardzo skomplikowanej budowie. Od ich parametrów pracy zależą osiągi statków powietrznych, a także bezpieczeństwo lotów. Statystyki dotyczące eksploatacji wszystkich obecnie lotniczych silników turbinowych wskazują, że gdyby nie uszkodzenia spowodowane zasysaniem ciał obcych, silnik turbinowy można by uznać za najbardziej niezawodny element współczesnego samolotu. Wynika to ze stosowania najnowszych technologii wytwarzania części i podzespołów oraz wykorzystania wyników najnowszych badań naukowych, które umożliwiają projektowanie i dobór odpowiednich kształtów elementów, np. łopatek. Jednak nie zmienia to faktu, że turbinowe silniki lotnicze nie są pozbawione wad i nie ulegają uszkodzeniom. Analiza niezawodności statków powietrznych eksploatowanych w Siłach Zbrojnych RP w latach 2009-2013 pozwala stwierdzić, że 9% zdarzeń lotniczych spowodowanych było uszkodzeniami silników, co przedstawia rys. 1.

Pojawia się więc pytanie, w jaki sposób można usystematyzować czynniki powodujące uszkodzenia turbinowych zespołów napędowych. Zmniejszenie trwałości, niezawodności, a także efektywności użycia turbinowych silników lotniczych może występować w wyniku pojawienia się następujących uwarunkowań:

- mechanical reasons (thermal or mechanical loads),
- climate related reasons (humidity, temperature, hail).

In recent years, in the Polish Air Force majority of the aviation incidents pertained to the RD-33 engines used on the MiG-29 aircraft, which is why the paper discusses the significant aspects of problems related to the failure of these engines.

Serial production of the RD-33 engine began in 1981. This is a low by-pass rate turbo fan engine fitted with an afterburner. Figure 2 presents the cross-section of the RD-33 engine built from a 4 stage low-pressure compressor, 9 stage high-pressure compressor, a ring combustor, 1 stage low-pressure turbine, 1 stage high-pressure turbine common

- konstrukcyjnych i produkcyjnych (np. przyjęte rozwiązania konstrukcyjne, rodzaj materiału poszczególnych podzespołów),
- eksploatacyjnych (np. sposób eksploatacji, stan powierzchni lotniskowych, czy jakość paliw i smarów),
- mechanicznych (np. obciążenia termiczne lub mechaniczne),
- klimatycznych (np. wilgotność, temperatura, opady gradu).

W ciągu ostatnich kilku lat w lotnictwie Sił Zbrojnych RP znaczna część zdarzeń lotniczych dotyczyła silników RD-33, eksploatowanych na samolotach MiG-29, dlatego w artykule tym omówiono najważniejsze aspekty problemów związanych z zawodnością tych silników.

Silnik RD-33 jest konstrukcją, której seryjną produkcję rozpoczęto w 1981 r. Jest to turbo-odrzutowy, dwuprzepływowy silnik z dopalaczem, w którym dwuprzepływowość występuje w małym stopniu. Na rysunku 2 przedstawiono przekrój silnika RD-33, który zbudowany jest z czterostopniowej sprężarki niskiego ciśnienia, dziewięciostopniowej sprężarki wysokiego ciśnienia, pierścieniowej komory spalania, jednostopniowej turbiny niskiego ciśnienia, jednostopniowej turbiny wysokiego ciśnienia wspólnej dla kanałów przepływu zewnętrznego i wewnętrznego komory dopalacza oraz regulowanej dyszy wylotowej.

Pomimo początkowych problemów w przed-seryjnych prototypach, wyżej wymieniony układ napędowy po drobiazgowej korekcji okazał się bardzo udany. Jego zaletą jest bardzo prosta konstrukcja oraz stosunkowo małe zużycie paliwa. Myśliwiec MiG-29 wyposażony w dwa silniki RD-33 uzyskał dużą prędkość maksymalną zarówno w locie poziomym, jak i podczas wznoszenia, a także ogromne przyspieszenie, bardzo przydatne w bezpośrednim starciu. MiG-29 jest w stanie osiągnąć maksymalną pionową prędkość wznoszenia równą ok. 330 m/s.

2. Uszkodzenia silników RD-23 związane z zasysaniem ciał obcych

Największym problemem związanym z eksploatacją turbinowych silników odrzutowych lotnictwa państwowego



Fig. 1. Number of aircraft incidents related to the malfunctioning powertrain in the Polish Air force in the years 2009-2013

Rys. 1. Liczba uszkodzeń statków powietrznych związanych z niesprawnością zespołów napędowych w Siłach Zbrojnych RP w latach 2009-2013

for both external and internal passages of the combustor and an adjustable propelling nozzle.

Despite initial pre-production prototype problems, the above-mentioned powertrain, upon detailed improvements, turned out very successful. Its advantage is a very simple design and relatively low fuel consumption. The MiG-29 fighter plane fitted with two RD-33 engines produces a very high maximum speed in both the horizontal and ascending flight, let alone high acceleration, very useful in direct combat. MiG-29 is capable of obtaining a maximum vertical ascending rate of approx. 330 m/s.

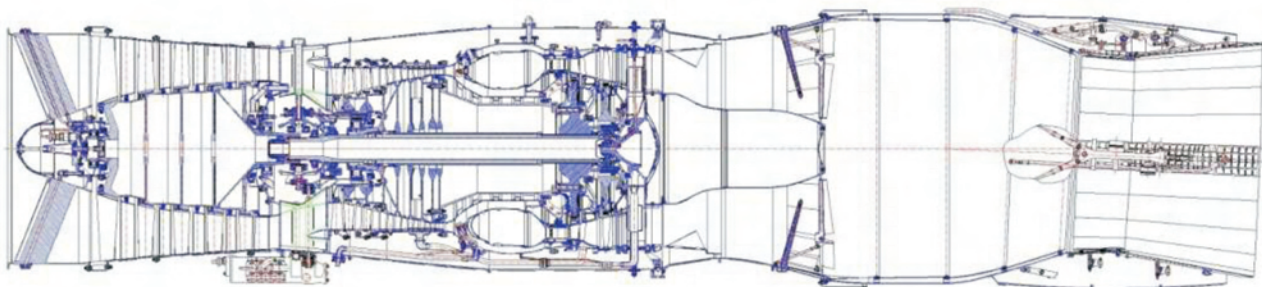


Fig. 2. RD-33 engine cross-section

Rys. 2. Przekrój silnika RD-33

2. RD-23 damage related to the ingress of foreign objects

The biggest problem related to the operation of turbine jet engines used in general and military aviation is the ingress of foreign objects. This is mainly related to the design of the engine and its location in the aircraft. The incidents can be divided into two groups:

- 1) damage of a turbine engine by loose elements, particles and objects on the aircraft path during flight or when stationary,
- 2) damage of a turbine engine following an ingress of a bird during flight.

The ingress of foreign objects to the engine (e.g. chunks of concrete, ice, snow or parts of other planes and vehicles) may take place during taxi runway acceleration and takeoff. The highest number of incidents involving bird ingress into the engine takes place in the springtime, at the end of summer and beginning of autumn on the height of up to 15 m [1].

The engine components of the highest exposure to foreign objects ingress are the vanes of the low and high-pressure compressor. Damage of the fan vanes results in a change of the distribution of the mass forces and unbalancing, which may lead to a serious increase in the engine vibration, detachment of a vane and, eventually, even seizure of the rotor shaft. It is quite easy to understand why it happens that way – in a properly operating engine the circumferential velocity of the vanes of the first stages of the compressor at their tips may exceed 500 m/s. [3]. Fig. 3 presents example images of the vanes of RD-33 engines retrieved from the aircraft in service.

The MiG-29 fighter plane has two intake diffusers under the wings that ensure maximum thrust efficiency and proper operation on all flight stages. In order to prevent foreign objects from getting into the engine when the plane is grounded, the intake channels are covered with front moving flaps and the air gets through the upper intake in the upper part of the fuselage. This solution significantly reduces the number of incidents of foreign object ingress related damage. The problem, however, has not yet been entirely eliminated.

The analysis of data from Fig. 4 indicates that FOD (foreign object damage) still occurs. The positive aspect is that fact that in the passing years one can see a diminishing trend of the flight incidents. This also pertains to cases in which the vanes were regenerated by the Air Force Institute of Technology (ITWL), where one of the methods is the smoothing of the damaged surfaces by their polishing. Engines cleared for further operation are constantly monitored. Figure 5 presented a comparison before and after the correctional polishing. In the 23 Tactical Air Base (BLT) in the years 2008-2015, 16 engines were in service, in which such damage of the vanes was identified that allowed their regeneration by polishing.

i cywilnego jest zasysanie ciał obcych. Związane jest to przede wszystkim z samą budową silnika, a także z usytuowaniem go na statku powietrznym. Zdarzenia te można podzielić na dwie grupy:

- 1) uszkodzenie silnika turbinowego przez elementy, cząstki i przedmioty luźno znajdujące się na powierzchniach dróg podczas przemieszczania się czy postoju samolotu,
- 2) uszkodzenie silnika turbinowego przez zassanie ptaka podczas lotu samolotu.

Dostawanie się ciał obcych do silnika (np. kawałki betonu, lód, śnieg czy elementy konstrukcyjne innych samolotów i pojazdów) może odbywać się podczas kołowania, rozbiegu i startu samolotu. Najwięcej natomiast incydentów z udziałem ptaków zachodzi podczas lotów wiosną, pod koniec lata i na początku jesieni, na wysokości do 15 m [1].

Elementem silnika najbardziej narażonym na oddziaływanie zasysanych ciał obcych są łopatki sprężarki niskiego i wysokiego ciśnienia. Uszkodzenie łopatek roboczych wentylatora powoduje zmianę rozkładu sił masowych, pojawienie się niewyważenia, co może doprowadzić do znacznego wzrostu poziomu drgań silnika, urwania łopatki, a w ostateczności nawet do zablokowania pędni wirnika. Nie trudno jest zrozumieć, dlaczego tak się dzieje: w poprawnie działającym silniku prędkość obwodowa łopatek pierwszych stopni sprężarki na ich wierzchołkach może przekraczać 500 m/s. [3]. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe zdjęcia łopatek silnika RD-33 wymontowanych z eksploatowanych samolotów.

Samolot MiG-29 ma dwa podskrzydłowe dyfuzory wlotowe, które zapewniają maksymalną efektywność ciągu i prawidłową pracę na wszystkich zakresach lotu. Aby uniemożliwić wpadanie ciał obcych do silnika, podczas pracy samolotu na ziemi, kanały dyfuzorów wlotowych zamknięte są przednimi ruchomymi płytami, a powietrze do silników w tym przypadku dopływa przez kłapy górnego wlotu, znajdujące się w górnej części kadłuba. Rozwiązanie

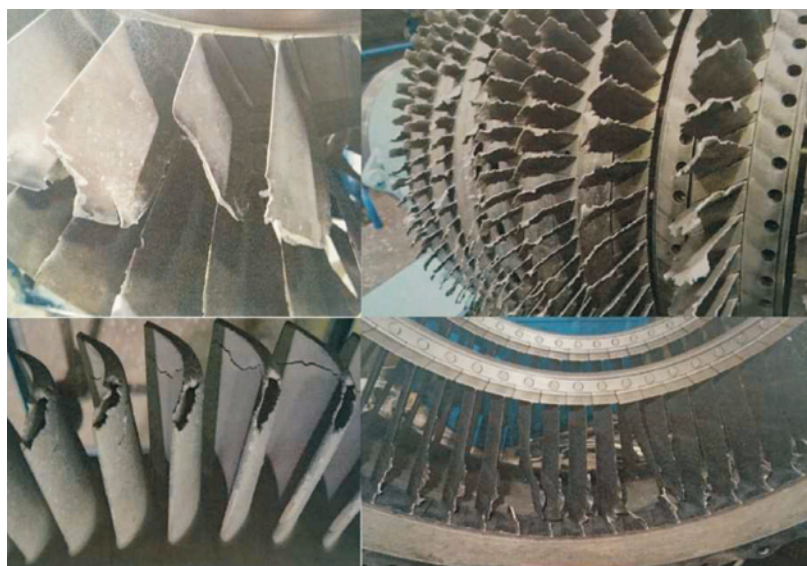


Fig. 3. Compressor vanes of the RD-33 engine upon ingress of a foreign object

Rys. 3. Stan łopatek sprężarki silnika RD-33 po zassaniu ciała obcego



Fig. 4. Number of incidents of RD-33 engine damage related to the ingress of a foreign object in the Polish Air Force in the years 2008-2015

Rys. 4. Liczba uszkodzeń silników RD-33 związanych z zassaniem ciała obcego w Siłach Zbrojnych RP w latach 2008-2015



Fig. 5. Comparison of the fan vanes of the RD-33 engine before and after polishing

Rys. 5. Porównanie łopatek wentylatora silnika RD-33 przed i po szlifowaniu

3. Damage to the vanes of the high-pressure turbine in the RD-33 engines

Another problem that significantly influences the operation of RD-33 engines are incidents related to the damage of the high-pressure turbine. A direct cause of this type of malfunction is thermal loads of the hot part of the engine. Despite the fact that each component of the RD-33 engine is designed to ensure a stable operation in the entire work range, certain disadvantageous factors lead to the occurrence of conditions other than the design ones that may lead to engine damage. Figure 6 presents the levels of malfunction related to the damage of the RD-33 engine turbine in the 23 Tactical Airbase (BLT) in the years 2007-2015. Analyzing the presented data one may observe that an average annual number of engines withdrawn from operation reaches approx. 13%.

The most frequent damage is:

- cracks at the cutting edge of the vanes of the high-pressure turbine,
- degradation of the surface layer of the vanes of the high-pressure turbine with areas of surface chipping,
- local burnouts of the core material of the vanes,
- cracks of the variable geometry vanes of the high-pressure turbine,
- burnout of the variable geometry vanes of the low-pressure turbine.

to w znaczny sposób obniżyło liczbę uszkodzeń silników przez zassanie ciała obcego. Jednakże problem ten nie został całkowicie rozwiązany.

Analiza danych z rys. 4 wskazuje, że nadal zdarzają się uszkodzenia silników zakwalifikowanych jako FOD (*Foreign Object Damage*). Pozytywnym aspektem jest to, że w mijających latach widać tendencję do zmniejszania się liczby tych zdarzeń lotniczych. Dotyczy to również łopatek regenerowanych przez Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych (ITWL), gdzie jednym ze sposobów jest wygładzanie uszkodzonych powierzchni przez ich szlifowanie. Silniki dopuszczone do dalszej eksploatacji, eksploatowane są pod stałym dodatkowym nadzorem. Na rysunku 5 przedstawiono porównanie łopatek przed i po szlifowaniu korygującym. W 23. Bazy Lotnictwa Taktycznego (BLT) w latach 2008-2015 eksploatowano 16 silników, w których wykryto uszkodzenia łopatek pozwalających na ich regenerację przez szlifowanie.

3. Uszkodzenia łopatek turbiny wysokiego ciśnienia silników RD-33

Innym problemem, który znacząco wpływa na eksploatację silników RD-33 są zdarzenia polegające na uszkodzeniach turbiny wysokiego ciśnienia. Bezpośrednią przyczyną tego typu niesprawności są znaczne obciążenia cieplne gorącej części silnika. Pomimo że każdy element silnika RD-33 jest zaprojektowany tak, aby zapewnić stabilne jego działanie w całym zakresie pracy, pewne niekorzystne czynniki powodują pojawianie się warunków innych niż projektowe, które mogą doprowadzić do uszkodzenia silnika. Na rysunku 6 przedstawiono poziomy niesprawności związanych z uszkodzeniem turbiny silnika RD-33 w 23. BLT w latach 2007-2015. Analizując przedstawione dane, można stwierdzić, że rocznie średnio ok. 13% silników jest wycofywanych z eksploatacji.

Najczęściej pojawiające się uszkodzenia to:

- pęknięcia na krawędzi natarcia łopatek wirnika turbiny wysokiego ciśnienia,
- degradacja warstwy wierzchniej łopatek turbiny wysokiego ciśnienia z obszarami łuszczenia się tej warstwy,
- miejscowe wypalenia materiału rdzenia łopatek,
- pęknięcia łopatek kierowniczych turbiny wysokiego ciśnienia,
- wypalenia łopatek kierownicy turbiny niskiego ciśnienia.

Na rysunku 7 przedstawiono najczęstsze uszkodzenia łopatek turbiny wysokiego ciśnienia w silniku RD-33.



Fig. 6. The number of RD-33 engines withdrawn from operation due to the damage of the high-pressure turbine in the 23 BLT in the years 2007-2015

Rys. 6. Liczba wycofanych z eksploatacji silników RD-33 ze względu na uszkodzenie turbiny wysokiego ciśnienia w 23. BLT w latach 2007-2015

Figure 7 presents the most frequent damage of the high-pressure turbine vanes of the RD-33 engine.

The most sensitive component of the RD-33 engine is the high-pressure turbine. The reasons for its damage may vary. Among the users of the MiG-29 fighter planes in Poland there is a common opinion that it is the improper overhaul of the high-pressure turbine (its vanes) that is the source of the operational issues. Scientific sources, however, present an entirely different conclusion related to this problem. For the sake of the explanation of the reasons for the vane cracking of the RD-33 engine high-pressure turbine no. 870881972265, Air Force Institute of Technology has carried out investigations. In the conclusions contained in [2], it has been stated that:

- all vanes of the high-pressure turbine were damaged in the form of cracks caused by fatigue loads occurring in the spots of erosion-corrosion defects of the surface,
- increased thermal load of the vane cutting edge was most likely a facilitator of the crack initiation,
- no direct relation of the erosion-corrosion wear of the vane cutting edge with the crack initiation was confirmed.

In [2] attention was drawn to the fact that the condition of the protective layer of the damaged vanes was fine. From the above, it results that the theory, however unpopular among the RD-33 engine users, that the vane overheating is largely responsible for the degradation of the surface layer of the high-pressure turbine vanes and its cracking, is substantiated with sufficient proof. Vane overheating may take place in three ways:

- following an excess exhaust gas temperature downstream of the engine turbine (t_4),
- as a result of improper combustion of the air-fuel mixture during regular engine operation,



Fig. 7. Examples of damage to the high-pressure turbine vanes of the RD-33 engine

Rys. 7. Przykłady uszkodzeń łopatek turbiny wysokiego ciśnienia silnika RD-33

Najbardziej newralgicznym elementem silnika RD-33 jest turbina wysokiego ciśnienia. Przyczyny jej uszkodzenia mogą być różne. Wśród użytkowników samolotów MiG-29 w Polsce panuje przekonanie, że to niewłaściwy remont turbiny wysokiego ciśnienia, a dokładniej jej łopatek jest przyczyną ww. problemów eksploatacyjnych. Jednak zupełnie inne wnioski dotyczące tego zagadnienia zawarte są w opracowaniach naukowych. Na potrzeby wyjaśnienia przyczyn pęknięcia łopatek turbiny silnika RD-33 nr 870881972265 Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych przeprowadził badania. We wnioskach z badań, zwartych w opracowaniu [2], stwierdzono, że:

- wszystkie badane łopatki turbiny wysokiego ciśnienia uległy uszkodzeniom w postaci pęknięć z powodu występowania obciążeń zmęczeniowych w miejscach pojawiania się defektów erozyjno-korozyjnych powierzchni,
- zwiększone obciążenie termiczne krawędzi natarcia łopatek prawdopodobnie było czynnikiem sprzyjającym inicjacji pęknięć,
- nie potwierdzono bezpośredniego związku zużycia erozyjno-korozyjnego powierzchni krawędzi natarcia łopatek z inicjacją pęknięć.

Ponadto w opracowaniu [2] zwrócono uwagę, że stan powłoki ochronnej uszkodzonych łopatek turbiny nie budzi zastrzeżeń. Wynika stąd, że niepopularna wśród użytkowników silników RD-33 teza, iż to przegrzanie łopatek w znacznym stopniu jest powodem degradacji warstwy wierzchniej łopatek turbiny wysokiego ciśnienia oraz ich pęknięć, ma swoje uzasadnienie podparte dowodami. Przegrzanie łopatek może nastąpić w trojaki sposób:

- w wyniku przekroczenia dopuszczalnej podczas eksploatacji temperatury spalin za turbiną silnika (t_4),
- w wyniku nieprawidłowego procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej podczas prawidłowej eksploatacji silnika,
- w wyniku wzrostu strumienia gęstości ciepła wnikaającego w okolicy krawędzi natarcia oraz spływu, będącego efektem wzrostu współczynnika wnikania ciepła.

– as a result of an increase of the heat flow density conducted in the area of the cutting edge of the vane, being the result of the increase of the heat conductance.

The excess of admissible exhaust gas temperature t_4 can be avoided through appropriate pilot training and engineering services (SIL) but the second cause is a more complex one. Based on [4] it has been confirmed that the reason for improper combustion is the distortion of the fuel atomization process. This results in a shift of the flame in the combustor, which leads to an increased temperature in the turbine zone where usually there is no risk of excess thermal load under typical combustion conditions. This is most likely caused by the physicochemical properties of the F-34 jet fuel, used to power MiG-29 engines. Even though this fuel meets all standard requirements, it is a fact that the tested fuel samples showed an increased content of resins. The presence of this component may indirectly lead to the formation of carbon deposits on the injectors and a distortion of the atomization process.

To sum up, the problem of high-pressure turbine damage is a complex one, yet, based on the available works it is known that it is not the quality of the repair but a variety of other conditions occurring independently of the user that are responsible for the damage. It is a substantiated assumption to say that the turbine vane damage will continue occurring as long as the RD-33 engines are operated under unmodified terrain and technical conditions.

4. Damage of the rotor discs of the RD-33 engine fans

A new issue that has come up recently in the Polish Armed Forces during the operation of the MiG-29 planes is the damage of the rotor discs of the RD-33 engine fans. At the end of 2013 on two different MiG-29 planes incidents took place that were investigated by the State Commission on Aircraft Accident Investigation (KBWL LP). Based on the Commission conclusions, following the investigations, it was confirmed that the cause of the damage of both tested engines was the exceeded fatigue limit of a disc of the IV stage of the fan, the result of which was its cracking. Figure 8 presents the examples of the damage of the rotor discs of the RD-33 engine.

In the first plane the damage was a result of the rubbing of the disc labyrinth of the IV stage of the fan against the labyrinth of its guiding element, and in the second plane the damage was caused by the fan vane shot through the gas channel of the engine.

Based on the repair documentation and following the engine disassembly, it has been observed that the fans fitted in the engines were of the type 330118220 whose total maintenance free operating period (MFOP) was extended from 1200 to 1600 hours during the overhaul performed at the manufacturer's works in the Russian Federation. It is noteworthy that both engines had an extended MFOP to 1600 hours at the time when their user was the German Air Force.

State Commission on Aircraft Accident Investigation has ascertained that there are three types of fan rotors fitted in the RD-33 engines:

O ile przekrożeń dopuszczalnej temperatury spalin t_4 można uniknąć przez szkolenia personelu latającego i Służby Inżynieryjno-Lotniczych (SIL), o tyle druga przyczyna ma bardziej skomplikowane podłoże. Na podstawie opracowania [4] stwierdzono, że przyczyną nieprawidłowego spalania jest zaburzenie procesu rozpylania paliwa. Powoduje to przesunięcie płomienia w komorze spalania, przez co może wzrastać temperatura w strefie turbiny, czyli w miejscu, gdzie przy prawidłowym spalaniu nie ma narażenia na zwiększone obciążenia cieplne. Spowodowane jest to prawdopodobnie właściwościami fizykochemicznymi paliwa lotniczego F-34, używanego w eksploatacji samolotu MiG-29. Choć paliwo to spełnia wszystkie wymagania normatywne, to stwierdzono, że przebadane próbki paliwa mają podwyższoną zawartość żywic. Obecność tego składnika w pośredni sposób może powodować powstawanie nagaru na wtryskiwaczach, a w rezultacie tego zaburzenia procesu rozpylania paliwa.

Reasumując, problem uszkodzeń turbiny wysokiego ciśnienia jest złożony, lecz na podstawie dostępnych opracowań można stwierdzić, że to nie jakość remontu jest za uszkodzenia odpowiedzialna, lecz wiele innych uwarunkowań, w większości niezależnych od użytkownika. Uzasadniona jest teza, że uszkodzenia łopatek turbiny będą występować dopóty, dopóki eksploatowane będą silniki RD-33 w dotychczasowych warunkach terenowych i technicznych.

4. Uszkodzenia tarcz wirników wentylatorów silników RD-33

Nowym problemem, który pojawił się w ostatnim czasie w Siłach Zbrojnych RP podczas eksploatacji samolotów MiG-29, są uszkodzenia tarcz wirników wentylatorów silników RD-33. Pod koniec 2013 r. na dwóch różnych samolotach MiG-29 miały miejsce zdarzenia, które badała Komisja Badania Wypadków Lotniczych Lotnictwa Państwowego (KBWL LP). Na podstawie ustaleń, wynikających z przeprowadzonych badań, stwierdzono, że przyczyną uszkodzenia obydwu badanych silników było przekroczenie trwałości zmęczeniowej tarczy IV stopnia wentylatora, w wyniku czego uległa ona pęknięciu. Na rysunku 8 przedstawiono przykłady uszkodzenia tarcz wirników silnika RD-33.

Na pierwszym samolocie uszkodzenia były wynikiem ocierania labiryntu tarczy IV stopnia wentylatora o labirynt jego aparatu kierującego, na drugim – uszkodzenie spowodowała łopátka wentylatora, przemieszczającą się kanałem gazowym silnika.

Na podstawie dokumentacji remontowej oraz wyników komisijnego demontażu stwierdzono, że na przedmiotowych silnikach zabudowane były wentylatory typu 330118220, których reśurs całkowity został zwiększony z 1200 do 1600 godz. podczas remontów wykonanych w zakładzie producenta w Federacji Rosyjskiej. Warto odnotować, że oba silniki miały zwiększany reśurs techniczny do 1600 godzin w momencie, gdy ich użytkownikiem były Niemieckie Siły Powietrzne.

Komisja Badania Wypadków Lotniczych LP ustaliła, że w silnikach RD-33 występują trzy typy wirników wentylatora:

- 330118140 – the oldest used before 1986,
- 330118220 – fitted from 1986 onward,
- 330118280 – fitted in engines from engine number 870882972104 onward and equipped with reinforced discs in the I–IV stage.

As of the moment of the tests, the testing technicians were disturbed by the fact that both damaged engines had a similar uptime of approx. 1320 hours, which indicated repeatability of the incident. In order to prevent further incidents caused by the fan rotor cracking in the MiG-29 planes a procedure of establishing of a unified MFOP of the fan rotor was introduced. It has been ascertained that the RD-33 engines are to be in service until the rotors have reached the following uptime:

- fan rotor 330118140 – 1000 hours,
- fan rotor 330118220 – 1200 hours,
- fan rotor 330118280 – 1600 hours.

The analysis of the rotor types fitted in the RD-33 engines operated by the Polish Air Force has indicated that part of the engines were to be immediately withdrawn from operation due to the excess of the newly adopted MFOP. In the 23 BLT as many as 7 RD-33 engines had to be withdrawn from further operation. The WZL-4 S.A. Repair Works has also been subjected to supervision where changes to the repair procedures were introduced forcing the performance of non-destructive tests of the discs of all fan stages. The previously applicable documentation recommended a non-destructive inspection of the discs of the I stage exclusively.

Figure 9 presents the percentage division of RD-33 engines into individual fan rotor types currently used in the Polish Armed Forces.

The presented data show that approx. 30% of the RD-33 engines used in the Polish armed forces are fitted with rotors of the older generation. In order to fully exploit their technical life cycle and be certain that similar malfunctions will not recur in the MiG-29 fighter planes, the 330118140

- zespół 330118140 – najstarszy, stosowany przed 1986 r.,
- zespół 330118220, montowany na silnikach od 1986 r.,
- zespół 330118280, montowany na silnikach od numeru 870882972104 i wyposażony we wzmocnione tarcze I–IV stopnia.



Fig. 8. Example of a fatigue crack of the discs of the IV stage of the RD-33 engine fan (on the left – view of the entire rotor, on the right – visible crack)

Rys. 8. Przykład pęknięcia zmęczeniowego tarczy IV stopnia wentylatora silnika RD-33 (po lewej – widok całego wirnika, po prawej – widoczne pęknięcie)

W momencie badania niepokój wzbudziło to, że oba uszkodzone silniki miały podobny czas pracy od początku eksploatacji, wynoszący ok. 1320 godzin, co wskazywałoby na powtarzalność zdarzenia. W celu zapobieżenia kolejnym wypadkom lotniczym spowodowanym pękaniem wirnika wentylatora, na samolotach MiG-29 wdrożono procedurę jednoznaczności ustalenia wielkości resursu technicznego wirnika wentylatora. Ustalono, że silniki RD-33 należy eksploatować do wypracowania przez wirniki wentylatorów następujących wartości resursu od początku eksploatacji:

- z wirnikami wentylatora typu 330118140 – 1000 godz.,
- z wirnikiem wentylatora typu 330118220 – 1200 godz.,
- z wirnikami wentylatora typu 330118280 – 1600 godz..

Analiza typów wirników zabudowanych na silnikach RD-33 znajdujących się w Siłach Zbrojnych RP wskazała, że część silników należało natychmiast wycofać z eksploatacji, w związku z przekroczeniem nowo przyjętych resursów technicznych. W 23. BLT należało wstrzymać od dalszej eksploatacji aż 7 silników RD-33. Nadzorem objęto także zakład remontowy WZL-4 S.A., gdzie wprowadzono zmiany do procedury remontu, nakazujące przeprowadzenie badań nieniszczących tarcz wszystkich stopni wentylatora. Wcześniej obowiązująca dokumentacja producenta polecała kontrolę metodami nieniszczącymi tylko tarczy I-go stopnia.

Na rysunku 9 przedstawiono procentowy podział silników RD-33 z podziałem na poszczególne typy wirnika wentylatora, aktualnie stosowane w Siłach Zbrojnych RP.

Przedstawione dane wskazują, że ok 30% silników RD-33 w Siłach Zbrojnych RP posiada wirniki starszego typu. Aby móc w pełni wykorzystywać ich resurs techniczny oraz mieć pewność, że podobne awarie nie pojawią się na

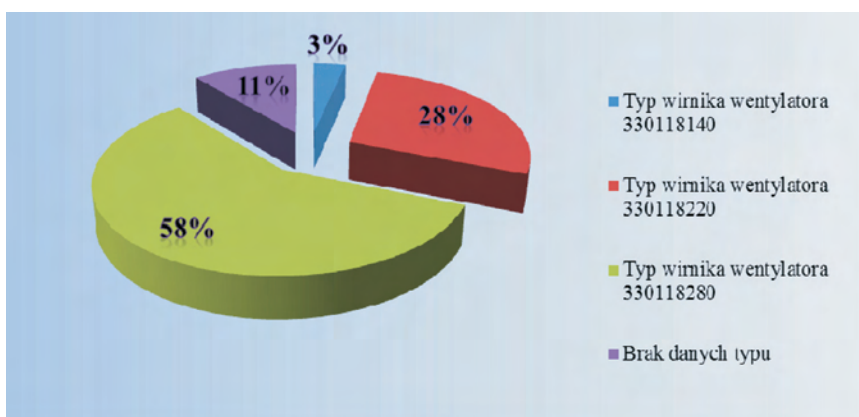


Fig. 9. Percentage division of RD-33 engines into individual fan rotor types in service in the Polish Armed Forces (as at 10.01.2016)

Rys. 9. Procentowy podział silników RD-33 na poszczególne typy wirnika wentylatora w Siłach Zbrojnych RP (stan na 10.01.2016 r.)

and 330118220 fans should be gradually eliminated and renewed with the more reliable 330118280 during repairs and modernizations of the RD-33 engines.

5. Conclusions

The increasing safety-related costs of operation of the RD-33 engines are attributed to the increasing level of reliability of powertrain diagnostics and monitoring. It forces an increased accuracy of determination of the technical condition of individual engine aggregates and determination of their durability. The examples presented in the paper confirm the assumption that proper understanding of the causes of malfunctions allows an extension of the period of safe operation of the MiG-29 fighter planes. Sometimes, as shown in chapter 3, a proper identification of a threat does not directly result in a reduction of the frequency of its occurrence. Proper proactive behavior after each incident may significantly improve the flight safety, as presented in chapter 4. As per the principle of collaboration and synergy, full functionality of the system of operation and maintenance of RD-33 engines may be achieved owing to a direct or indirect support of the service operations by the engine manufacturer. Unfortunately, the absence of efforts of the Polish repair facilities related to the certification regarding engine overhauls, hence no access to the ever-changing engine operational strategies, ensues serious problems in the RD-33 engine operational management. The decreasing engine operational potential resulting from a lack of its standardization, causes serious operational issues that will need to undergo transformations following substantive managerial decisions.

samolotach MiG-29, należy podczas realizacji remontów i usprawnień silników RD-33 stopniowo eliminować wentylatory typu 330118140 oraz 330118220 i zastępować je bardziej niezawodnymi typu 330118280.

5. Podsumowanie

Wzrost kosztów eksploatacji silników RD-33 związanych z bezpieczeństwem wiąże się z podnoszeniem poziomu wiarygodności diagnostyki i kontroli zespołu napędowego. Wymusza on zwiększenie dokładności określenia stanu technicznego agregatów silnika turbinowego celem określenia ich trwałości. Przykłady przedstawione w artykule potwierdzają tezę, że właściwe zrozumienie przyczyn wywołujących niesprawności umożliwia wydłużenie okresu bezpiecznej eksploatacji samolotu MiG-29. Czasami, jak to przedstawiono w rozdz. 3, właściwa identyfikacja zagrożenia nie skutkuje w sposób bezpośredni obniżeniem częstotliwości jego występowania. Niemniej jednak, właściwa profilaktyka po każdym zdarzeniu lotniczym może znacznie poprawić bezpieczeństwo latania, co przedstawiono w rozdz. 4. Zgodnie z zasadą kooperacji i synergii, pełna funkcjonalność systemu eksploatacji i obsługi silników RD-33 może być osiągnięta dzięki wsparciu bezpośredniemu lub pośredniemu procesowi obsług przez producenta silników. Niestety, brak starań o certyfikację ze strony polskiego zakładu remontowego w zakresie remontu silników, a przez to brak dostępu do zmieniających się strategii eksploatacyjnych silników, implikuje poważne problemy w zarządzaniu eksploatacją silników RD-33. Obniżający się potencjał eksploatacyjny silników spowodowany brakiem jego normowania powoduje poważne problemy eksploatacyjne, które w przyszłości będą musiały być poddane przeobrażeniom w wyniku zdecydowanych działań zarządczych.

Bibliography/Literatura

- [1] Boguszewicz P., Sala S. Bird strike, czyli zderzenie z ptakiem. Prace Instytutu Lotnictwa 213, s. 101-111, Warszawa 2011.
- [2] Dudziński A., Dudzińska A., Michalska M. Raport nr 5a/36/2014 z badań uszkodzeń łopatek turbiny WC silnika RD-33 nr 870881972265. Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, Warszawa 2014.
- [3] Kozakiewicz A. Analiza uszkodzeń turbinowych silników odrzutowych. Prace Instytutu Lotnictwa 213, s. 224-234, Warszawa 2011.
- [4] Sarnecki J., Dzięgielewski W., Gawron B. Sprawozdanie z pracy nr 20/55/2011 pt. Badania przyczyn nadmiernego nagarowania wtryskiwaczy silników RD-33 i AŁ-21F3 – Etap I. Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, Warszawa 2011.

Maciej Trelka – Commander of 23rd Airbase, Mińsk Mazowiecki.

Płk dypl. pil. inż. Maciej Trelka – dowódca 23. Bazy Lotnictwa Taktycznego w Mińsku Mazowieckim/
e-mail: 23blt@wp.mil.pl



Jarosław Bartoszewicz, DSc. DEng. – professor in the Chair of Thermal Engineering, Poznań University of Technology.

Dr hab. inż. Jarosław Bartoszewicz, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.
e-mail: Jaroslaw.Bartoszewicz@put.poznan.pl



Rafał Urbaniak, DEng. – doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznań University of Technology.

Dr inż. Rafał Urbaniak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.
e-mail: rafał.urbaniak@put.poznan.pl



Microstructure analysis in the creep process of a gas turbine blade of the turbine engine

The technical condition of gas turbine blades of the turbine engine has a significant impact on the reliability and life span of the turbine and the entire engine. In order to assess the blades' technical condition, a visual method, with the use of optoelectronic devices, is used. In order to verify this assessment, metallographic tests are conducted.

The paper presents the results of microstructural tests of the turbine rotor blades made of nickel-based monocrystalline super alloys. The aim of these tests was to determine the consequences of impacting high exhaust gas temperature and stresses occurring during operation on the stability of the blade microstructure. The progress level of the blade microstructure changes in the post-operational stage for different sections towards the blade vertical axis and was compared with the blade microstructure on delivery made of the same super alloy. A varied degree of the microstructure degradation for different blade sections was shown. The changes typical of the high-temperature creep process – γ' phase directional growth (rafting), were observed only for the thinnest walls of the upper section of the turbine blade leaf.

Key words: turbine engine, turbine blade, loads, microstructure, rafting

1. Introduction

A turbine is a rotor turbomachine converting enthalpy of the work factor, also called the thermodynamic factor, into mechanical work making the rotor rotate. Therefore, the turbine engine overall performance depends on its power and reliability. The turbine efficiency, which varies from 30–45%, decreasing during the operation, substantially depends on the exhaust gas temperature. However, increasing exhaust gas temperature is limited by the material properties of the turbines: their resistance to creeping, microstructure change (overheating), thermal fatigue, high temperature corrosion, etc. [1, 5, 14].

The most unreliable elements of the gas turbine include the rotor blades [2, 9]. During the operation, they are subject to imposed loads: mechanical one as a result of rotation, as well as aerodynamic and heat ones from the work factor airflow. In addition, the chemical aggression of high temperature exhaust gases affects them. Their reliability and life span is a sum of many factors, but the predominant importance plays the material. The high and stable strength properties of super alloys in structural terms constitute the proper microstructure that is not subject to weakening operational changes [4, 14, 17, 18].

The improved turbine materials were obtained thanks to the development of alloys based on nickel and cobalt. These materials can operate at a homologous temperature, higher than 0.85 [6]. In addition, in order to increase the mechanical properties, chrome, titanium, molybdenum, vanadium, tungsten, niobium, tantalum, etc. [4, 14] are added.

The further development of heat-resistant materials is super alloys created with methods of directional crystallization and mono crystallization. The super alloys directional crystallization technology allows to increase the blade operating temperature by even more than 1000 K [3]. However, the elimination of grain boundaries by using the monocrystalline

casting improves the super alloy resistance to creeping. Using these manufacturing technologies allowed a fivefold increase of fatigue strength and a tenfold increase of durability at a high temperature, in comparison with the blades produced from polycrystalline super alloys [6].

Moreover, heat-resistant coatings with good thermal conductivity and high structure stability are applied on gas turbine blades operating in extreme temperature conditions. Thermal properties of the coatings mainly depend on the composition of the material and microstructure, i.e. grain size, porosity and impurities [16]. Different types of protective coatings, obtained with many methods are used. Diffusion coatings on aluminium warp and their variations known as modified coatings are the most commonly used [7, 8, 15]. These coatings consist of a priming layer and an insulation layer. The ground material is usually an alloy on the basis of nickel or cobalt. That layer should be characterised by resistance to oxidation and corrosion, low tendency to form brittle transition phases and transfer of micro-deformations from the base to the insulation layer [12]. The insulation layer should be characterised by the very low thermal conductivity, expressed by a temperature coefficient of thermal conductivity and by thermal diffusivity.

A further step aimed at increasing the exhaust gas temperature and decreasing the blades temperature includes their internal cooling with air from behind the engine compressor. This allows to lower the temperature of the blade material in relation to the temperature of the circumfluent exhaust stream by over 600 K [2, 13]. Furthermore, better distribution of temperature onto the blades in the turbine work transients is obtained.

Moreover, in order to increase durability, the complex geometric shapes of blades are designed, which unfortunately complicates their technological manufacturing processes. They are shaped in such a way, so as not to create vibration

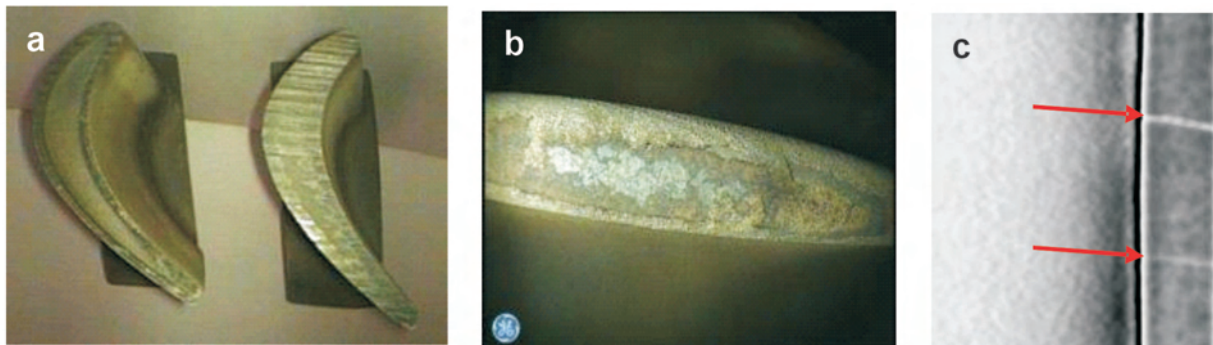


Fig. 1. Example forms of damage to gas turbine blades: a) the turbine blade tip chafing and its wear, b) total burn out of the coating until the leading edge alloy is revealed, c) the turbine blade leaf tomogram with a visible crack inside the leading edge [10]

resonance during interruption of engine work [11]. Plates on the tips (fronts) or near the turbine blade tips, which act as dampers eliminating a dangerous form and frequency of vibrations and increasing tightness in the turbine rotor tip clearance are also applied. The minimum clearance prevents the work factor. On the other hand, it can cause rubbing of the blades fronts against the turbine body (Fig. 1a) due to the blade thermal expansion. It leads to the additional heating of the turbine blade leaf front, the result of which is the increased turbine blade leaf expansion, as well as unfavourable changes of its microstructure, and consequently the need to repair the turbines [1, 4].

As it is clear from the above analysis, despite using many endeavours in order to improve the efficiency of the gas turbine operation, its durability and reliability, over the long-term operation process, there are still all kinds of damages to turbine elements, especially their blades (Fig. 1). It is possible to differentiate defects being the results of material and technological faults, derogations from the quality of production and repairs, and operational ones in particular. The important reasons also include improper fuel atomization in the combustion chamber, as well as its diminished physical-chemical properties [3].

2. Experiment

Two gas turbine rotor blades of the turbine engine were proposed for microstructural tests. One of them was at the post-operational stage (marked No. 2) and the reference one was newly after delivery (marked No. 1). Metallographic specimens were prepared transversely and longitudinally to the blades axis (respectively: transverse and longitudinal specimens) from the selected gas turbine blades. The preparation of specimens included cutting the blades with a diamond blade with a thickness of 0.8 mm, and then mounting each section in thermoplastic resin, ensuring the electrical conductivity. The preparation of the specimen's layer for microscopic observation included grinding with the use of sandpapers with the grit from 400 to 4000, and then precise polishing with the use of diamond suspension and polishing discs. The prepared metallographic specimen did not undergo etching in order to avoid etching of individual components of the super alloy microstructure.

Testing with a technique of light microscopy (LM) was made with the use of the Axio IMAGER M1m microscope by the company ZEISS. The microstructure observation with a technique of scanning electron microscopy (SEM) was made with the use of the Merlin Gemini II high resolution electron microscope by ZEISS, equipped with an electron gun with field electron emission (FEG) as well as the characteristic EDX Quantax 800 X-ray detector, and the Bruker company software. In order to conduct the quantitative analysis of images made with the use of the light and scanning electron microscopy, the AnalySIS 3.2 computer software was used.

3. Research results

The chemical composition analysis of blades No. 1 and No. 2 was carried out by the means of spectrometry of characteristic X-ray (EDX) with the use of SEM from the leading edge of the transverse specimen. The research was conducted at low magnification (from a large area of the leading edge) in order to average the chemical composition of dendritic and inter-dendritic areas. The analysis results were presented in Table 1. Both blades had a similar chemical composition, and minor differences in the content of the following elements, such as Cr, Ta, W, were shown.

Table 1. Summary of the chemical composition analysis, SEM-EDX for blades No. 1 and No. 2, (% of weight)

Blade	Al	Cr	Co	Nb	Mo	Ta	W	Re	Ni
No. 1	6.1	5.1	10.8	1.3	1.2	1.2	8.4	3.0	62.4
No. 2	6.3	5.5	10.6	1.4	1.3	0.5	9.1	3.0	62.0

3.1. Blade No. 1

The microstructure of blade No. 1 observed with the use of light microscopy (LM) in the section of the blade locking was presented in Figures 2a and b. In the microstructure of blade No. 1, the dendritic structure, which was formed in the crystallisation process, Fig. 2a, and characteristic of the monocrystalline castings of the blades crystallized in the axis [001] was observed. The macroscopic examination was conducted within the area of the blade leading edge, and allowed to determine that the average distance of the primary dendrite arms is $348 \pm 29 \mu\text{m}$, however, the average length of the secondary dendrite arms is $173 \pm 28 \mu\text{m}$.

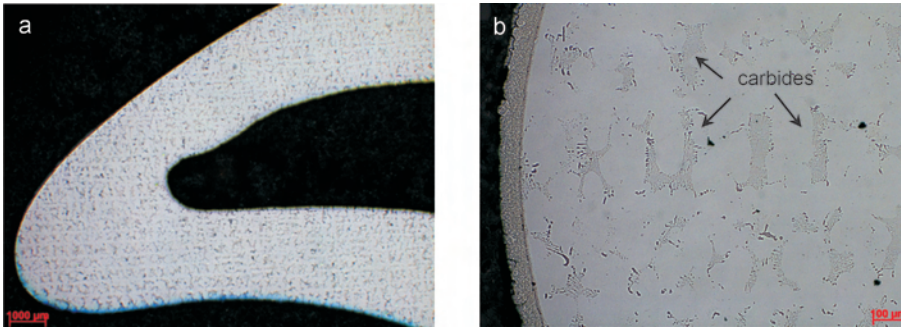


Fig. 2. The microstructure of the blade No. 1: a) cross-section by the blade locking, the dendritic structure, b) carbides particles with the "Chinese-script" morphology, LM

Within this microstructure, numerous carbides that have the "Chinese-script" morphology were also observed in the inter-dendritic areas, Fig. 2b.

The microstructure within the leading edge observed with the use of the scanning electron microscope (SEM) was presented in Figures 3a and b. Within the dendritic areas, the cuboidal γ' phase particles separated by the γ phase matrix channels were determined, Fig. 3a. In the inter-dendritic areas, the γ - γ' eutectic system as well as a large number of carbides of the so-called "Chinese-script" morphology were observed, Fig. 3b. The average size of the γ' phase particles within the dendritic areas was measured and it equalled $0.33 \pm 0.75 \mu\text{m}^2$, however, the γ' phase surface fraction in these areas was established to be at the level of 66%.

The longitudinal specimen was cut along the blade axis at a distance of about 6 mm from the leading edge in order to

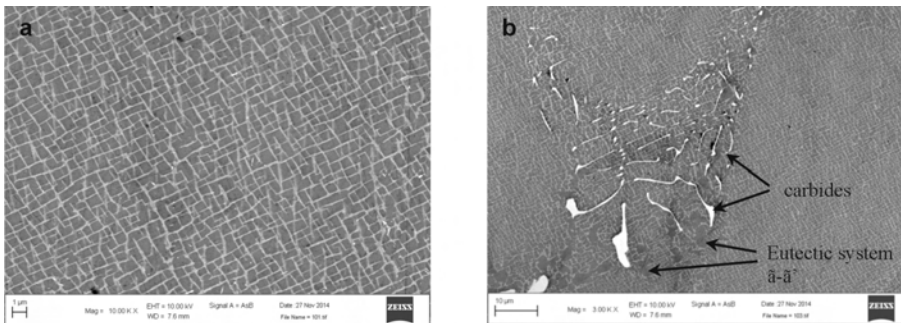


Fig. 3. The microstructure of blade No. 1, cross-section at the locking: a) γ' phase particles separated by γ phase matrix channels, b) inter-dendritic area, γ - γ' eutectic system, carbides particles with the "Chinese-script" morphology, SEM

compare the microstructure changes along the blade length. Within the longitudinal section studies, any microstructure changes along the blade length and any changes related to the longitudinal specimen were observed.

3.2. Blade No. 2

The microstructure analysis of blade No. 2 was conducted at the cross-sections (at the locking, in the middle of the length, and at the

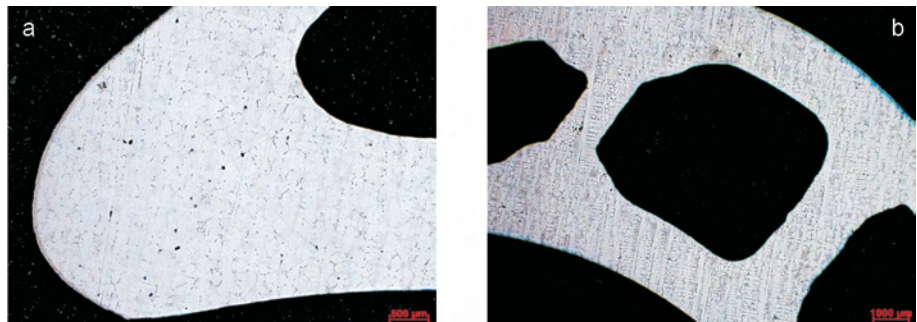


Fig. 4. The microstructure of blade No. 2: a) cross-section at the locking, dendritic structure, b) cross-section in the middle of the turbine blade leaf length, deviation from correct orientation of the crystallization direction, LM

blade tip). The dendritic structure formed during the crystallization process was observed, Fig. 4a. Microscopic observations of the blade revealed the deviation from correct orientation of the crystallization direction, Fig. 4b. This blade was partially crystallized at an angle of approx. 90° in relation to the correct crystallization axis of monocrystalline blades [001]. The macroscopic examination, which was conducted within the area of the blade leading edge at the cross-

section at the locking (in the area of correct orientation of the crystallization direction), allowed to determine that the average distance of the primary dendrite arms is $325 \pm 65 \mu\text{m}$, however, the average length of the secondary dendrite arms is $138 \pm 55 \mu\text{m}$.

Within the cross-section dendritic areas at the locking, very small ordered cuboidal γ' phase particles separated by the γ phase matrix channels were noticed. Within the inter-dendritic areas, the occurrence of the γ - γ' eutectic system as well as a large number of carbides with the Chinese-script morphology, as in case of blade No. 1, were found. The average size of the γ' phase particles within the dendritic areas is $0.14 \pm 0.39 \mu\text{m}^2$, however, the γ' phase surface fraction at the level of 58% was established. In the dendritic areas in the middle of the blade length, the highly developed and connected to each other γ' phase particles, separated by the thickened γ phase matrix channels, were noticed, Fig. 5a. The microstructure changes of this type are characteristic of long-term exposure to high temperature. The γ - γ' eutectic system as well as many carbides were observed in the inter-dendritic area, Fig. 5b.

Within the cross section dendritic areas by the blade tip, very small ordered cuboidal γ' phase particles separated by the γ phase matrix channels as well as small

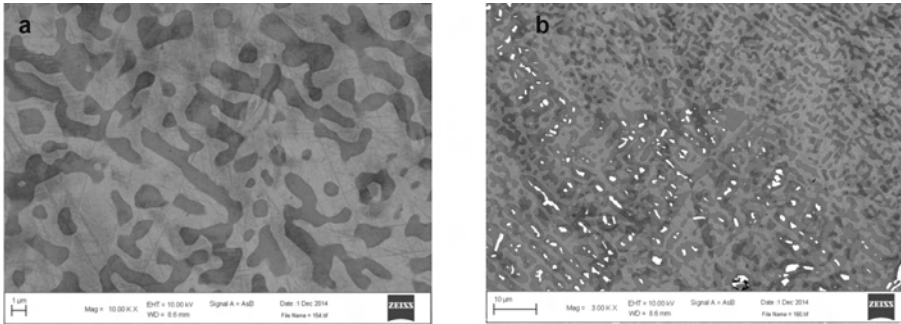


Fig. 5. The microstructure of blade No. 2: a) cross-section in the middle of the blade length, the developed and connected with each other γ' phase particles separated by the thickened γ phase matrix channels, b) inter-dendritic area, γ - γ' eutectic system, carbide particles, SEM

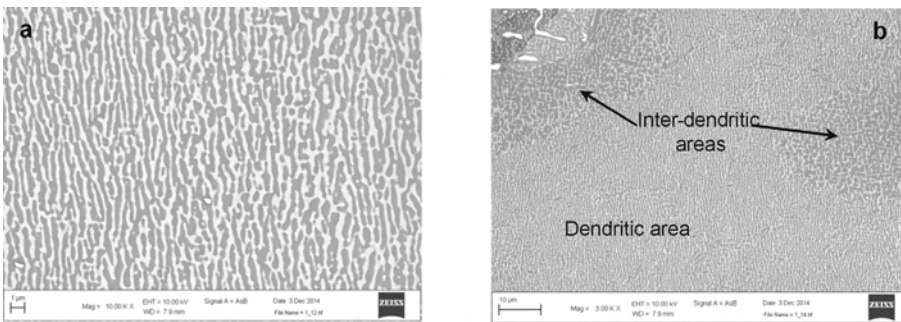


Fig. 6. The microstructure of blade No. 2, the upper longitudinal section: a) dendritic area, visible rafting phenomenon, b) dendritic and inter-dendritic area, SEM

carbides particles were noticed. A lot of carbides were observed within the inter-dendritic areas.

Longitudinal specimen were cut along the blade axis at a distance of about 6 mm from the leading edge dividing the blade into two parts – bottom one (including the area from the blade locking to a half of the turbine blade leaf height) and upper one (including the area from a half of the turbine blade leaf to the blade tip). Within the bottom longitudinal section dendritic areas, uniform acute γ' phase particles separated by the γ phase matrix channels were noticed. In addition, the numerous carbides, which are characterised by the Chinese-script morphology, were observed within the inter-dendritic areas of this section. However, in the lower longitudinal blade section, any significant changes in the microstructure along the length of the entire section within individual areas were observed among each other.

The microstructure changes typical of the high-temperature creep process – γ' phase directional growth (the so-called rafting [17, 18]) at the uniaxial stress state, were noticed in the upper part of the longitudinal section of blade No. 2, Fig. 6a and b. The conducted research showed that the rafting phenomenon occurred only within the area, where the examined blade had the thinnest walls. The γ' phase particles orientation after

the γ' phase directional growth process shows the presence of the uniaxial tensile stress state related to the longitudinal blade axis within the examined area. In the inter-dendritic area, the γ' phase directional growth phenomenon was not observed because the initial microstructure within the inter-dendritic areas did not have the proper structuring to effect the necessary γ' phase directional growth, Fig. 6b.

4. Conclusions

The super alloys used to operate at a temperature above the limit temperature T_g are called the heat-resistant ones. The T_g temperature for a given material is determined by the intersection point of the Re yield strength minimum value and the $R_z/t/T$ creep-rupture strength. The maximum exhaust gas temperature before the considered gas turbine is 1536 K [11], and its distribution along the length of the turbine blade leaf is uneven (Fig. 7a).

The usefulness criterion of the given material as a heat-resistant plastic can include the dependence of the stress value ratio to the Young's modulus σ/E , i.e. the so-called standardised stress of homological temperature T/T_i characteristic of deformation mechanisms of a given material. Along with an increase in the blade operating temperature above the norm and within a specified time of its impact, a significant decrease in the $R_{0.2}$ and R_m strength properties occurs. Therefore, mechanical properties, especially the long-term creep-rupture strength, decrease [1, 14]. The factor contributing to creep constituted the front turbine blade leaf construction, which influenced the increased normal stress σ in relation to the blade without a plate (Fig. 7b).

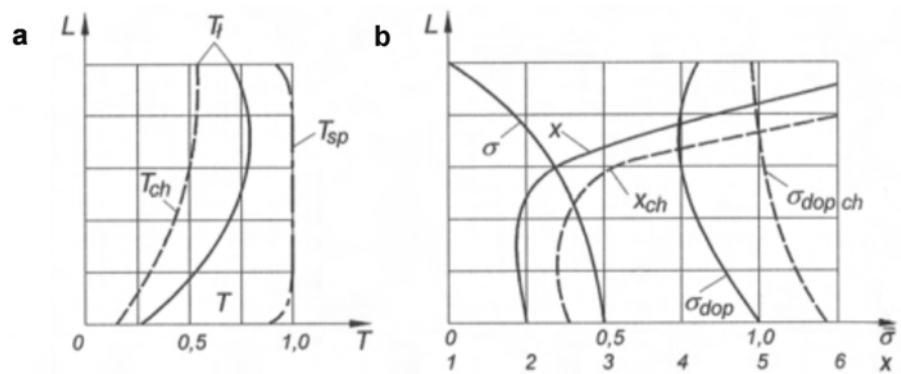


Fig. 7. The distribution of selected parameters along the L turbine blade leaf of the turbine rotor: a) T_{sp} exhaust gas temperature, T uncooled blade temperature and T_{ch} cooled blade temperature, b) normal stress in the turbine blade leaf without a plate σ and with a plate σ_p at its tip, allowable stress σ_{dop} and corresponding x and x_p safety coefficients [11]

The blade material's thermal expansion significantly affects the reduction of the turbine rotor tip clearance. Consequently, it results in rubbing of the blade front against the turbine body, which causes additional heating of the turbine blade leaf material and adverse effects on the super alloy microstructure. The changes typical of the high temperature creep process (γ' phase directional growth) at the uniaxial

stress state were observed only in case of the longitudinal section of the upper part of blade No. 2.

At the point, in which the blade has the thinnest walls of the section, which can affect the local increase of maximum temperature and stress. The γ' phase particles orientation after the γ' phase directional growth process shows the presence of the uniaxial tensile stress state related to the longitudinal blade axis within the examined area.

Bibliography

- [1] Błachnio J. Analysis of causes of decohesion of a gas turbine blade made of EI-867WD alloy. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal*. Vol. 83, No 1, 2011, p.14-20.
- [2] Błachnio J. Analysis of technical condition assessment of gas turbine blades with non-destructive methods. *Acta Mechanica et Automatica*, vol. 7, no. 4, 2013, p. 203-208.
- [3] Błachnio J. Capabilities to assess health/maintenance status of gas turbine blades with non-destructive methods. *Polish Maritime Research*, Vol. 21, No. 4 (84), 2014, p.41-47.
- [4] Błachnio J., Spychała J., Pawlak W., Zasada D. The attempt to assess the technical condition of a gas turbine blade when information on its operating condition is limited. *Journal of KONBiN* 2(30) 2014, p. 75-86.
- [5] Błachnio J., Kułaszka A., Zasada D. Degradation of the gas turbine blade coating and its influence on the microstructure state of the superalloy. *Journal of KONES*, Vol. 22, No. 2, 2015, p. 17-24.
- [6] Dubiel B. Zmiany mikrostruktury podczas pełzania monokrystalicznych nadstopów niklu. *Rozprawy, Monografie 235*, Wydawnictwo Akademii Górniczo-Hutniczej, Kraków 2011.
- [7] Góral M. et al. Diffusion sluminide coatings for TiAl intermetallic turbine blades. *Intermetallics* 19, 2011, p. 744-747.
- [8] Hejwowski T. Nowoczesne powłoki nakładane cieplnie odporne na zużycie ściernie i erozyjne, *Politechnika Lubelska*, Lublin 2013.
- [9] Kułaszka A., Błachnio J., Zasada D., Józwick P. The assessment of changes in the microstructure of a gas turbine blade with a non-destructive thermographic method. *Journal of KONES*, vol. 19, No 2, 2012, p. 271-281.
- [10] Kułaszka A., Giewoń J. *Protokoły z badań*. Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, Warszawa 2014-2015.
- [11] *Lotnicze silniki turbinowe, cz.1*. Pod red. S. Szczecińskiego. Wydawnictwo Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2010.
- [12] Moskal G. Mikrostruktura i właściwości natrykiwanych plazmowo powłokowych barier cieplnych na bazie cyrkonianu gadolinu, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2012.
- [13] Nowak G. Optymalizacja kanałów wewnętrznego chłodzenia łopatek turbiny gazowej. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.
- [14] Sieniawski J. Kryteria i sposoby oceny materiałów na elementy lotniczych silników turbinowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1995.
- [15] Swadźba L. et al. Characterization of microstructure and properties of TBC systems with gradient of chemical composition and porosity, *Archives of Metallurgy and Materials* 53, 2008, p. 945-954.
- [16] Szczepanik R., Błachnio J., Swadźba L. Opracowanie technologii nanoszenia powłok ochronnych TBC. Raport Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa 2001.
- [17] Ziętara M., Cetel A., Czyska-Filemonowicz A. Measurements of microstructure parameters In single-crystals nickel-base superalloy, *Inżynieria Materiałowa* 4(2008) p. 188-191.
- [18] Ziętara M. Microstructure stability of second and fourth generation single crystal nickel-base superalloys during high temperature creep deformation, doctoral dissertation, Krakow: AGH University of Science and Technology, 2011.
- [19] Yu Z., Liu L., Zhao X., Zhang W., Zhang J., Fu H. Effect of solidification rate on MC-type carbide morphology in single crystal Ni-base superalloy AM3, *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, vol. 20, no 10, 2010, p. 1835-1840.

Prof. Józef Błachnio, DSc, DEng. – professor in the Division for Aero-Engines at ITWL Air Force Institute of Technology, Warsaw.
e-mail: jozef.blachnio@itwl.pl



Maciej Ziętara, DEng. – doctor in the Faculty of Metals Engineering and Industrial Computer Science at AGH University of Science and Technology.
e-mail: zietara@agh.edu.pl



Artur Kułaszka MSc., MEng. – Head of Laboratory for Monitoring Health of Turbomachinery at ITWL Air Force Institute of Technology, Warsaw.
e-mail: artur.kulaszka@itwl.pl



Prof. Aleksandra Czyska-Filemonowicz, DSc, DEng. – professor in the Faculty of Metals Engineering and Industrial Computer Science at AGH University of Science and Technology.
e-mail: czyska@agh.edu.pl



Gas turbines – technological development and potential use in CAES systems

This article briefly describes Compressed Air Energy Storage (CAES), focusing on the technological development of one of the key elements of such systems – the gas turbines. It presents the basic parameters and features of gas turbines, as well as turbine classes with example models. Main tendencies in the structural and technological development are discussed. Changes and trends on electric energy markets are becoming more and more dependent on sources with flexible operating characteristics, therefore, the advantages of gas turbines and the reasons for their development are listed as well.

Key words: energy storage, CAES, gas turbines, exhaust gas recirculation, gas turbines classes, modern gas turbine systems

Turbiny gazowe – rozwój technologiczny i możliwość zastosowania w układach CAES

W artykule przedstawiono krótką charakterystykę magazynowania energii w sprężonym powietrzu (CAES), skupiając się na przeglądzie osiągnięć technologicznych jednego z podstawowych elementów tych układów – turbin gazowych. Opisano podstawowe parametry i cechy turbin gazowych, a następnie klasy turbin z przykładowymi modelami. Przedstawiono główne tendencje w rozwoju konstrukcyjnym i technologicznym. Zmiany i trendy na rynkach energii elektrycznej coraz bardziej zależą od źródeł o elastycznej charakterystyce pracy, dlatego zestawiono również zalety i powody rozwoju turbin gazowych.

Słowa kluczowe: magazynowanie energii, CAES, turbiny gazowe, recyrkulacja spalin, klasy turbin gazowych, nowoczesne systemy turbin gazowych

1. Introduction

The supply of a sufficient amount of energy is one of the fundamental challenges that highly developed countries are currently facing most often. The conducted analyses show that the increase in power demand is close to 1% per year, while in recent years in Poland it amounted to 2% [1]. That is why the continuous development of power generating capacity, modernization of the existing high power units, support of distributed power generation and renewable energy sources are of crucial importance.

Energy derived from alternative energy sources, although inexhaustible and commonly available, is characterised by high variability in occurrence and is not correlated with the power demand of a system [2]. The development and capacity of energy storage has in recent years become one of the main objects of research for the purpose of ensuring stable operation of the electrical power system.

The demand for energy supplied to the NPS (National Power System) varies in time. It is related with short-term daily fluctuations in energy consumption and seasonal changes. When highly unpredictable sources are introduced into the system, electric energy generation is even more variable. Wind and solar power plants are both examples of such sources [1]. The rate of increase in wind power plants installed capacity made it necessary for many countries to search for new technical solutions providing for the stabilisation of the NPS. Energy storage in compressed air is one of the available solutions. The accumulated energy may be used in gas turbines in order to cover peak loads.

1. Wprowadzenie

Zapewnienie odpowiedniej ilości energii jest jednym z podstawowych wyzwań, jakie stoją przed gospodarkami szczególnie krajów wysoko rozwiniętych. Prowadzone analizy wskazują, że wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną zbliżony jest do 1% rocznie, a w warunkach polskich w ciągu ostatnich lat wynosi 2% [1]. Z tego względu tak istotny jest ciągły rozwój mocy wytwórczych, modernizowanie istniejących bloków dużej mocy, wspieranie energetyki rozproszonej i odnawialnych źródeł energii.

Energia z alternatywnych źródeł energii, chociaż niewyczerpalna, ogólnie dostępna, charakteryzuje się dużą zmiennością występowania i nie jest skorelowana z zapotrzebowaniem na moc w systemie [2]. Rozwój i zdolność magazynowania energii jest jednym z głównych tematów badań w ostatnich latach. Konieczne jest to do zapewnienia stabilnej pracy systemu elektroenergetycznego.

Zapotrzebowanie na energię dostarczaną do KSE (Krajowy System Elektroenergetyczny) jest zmienne w czasie. Związane jest to z krótkotrwałymi wahaniami poboru energii w ciągu każdej doby oraz ze zmianami sezonowymi. Wprowadzenie do systemu źródeł cechujących się dużą niepewnością pracy powoduje nasilenie zmienności produkcji energii elektrycznej. Takimi źródłami są np. siłownie wiatrowe i solarne [1]. Skala wzrostu mocy zainstalowanej w elektrowniach wiatrowych spowodowała w wielu krajach konieczność poszukiwania nowych rozwiązań technicznych umożliwiających stabilizację KSE. Jednym z dostępnych rozwiązań jest magazynowanie energii w sprężonym powie-

The first patents for gas turbines were issued in the 19th century. Solutions proposed by Stolze and Charles Curtis, however, were practically useless, as the amount of energy necessary to drive the compressor exceeded the energy generated on the turbine shaft. The first autonomously operating gas turbine was built in 1903 by Ægidius Elling (the compressor was consuming less power than the turbine itself was generating – it was possible to draw the excess power outside, in order to power other equipment).

The development of new materials and increasing competition on the market, as well as modular solutions and mass production brought a breakthrough for gas turbines in the 60s [3]. The consequent development of cooling technology, the possibility of increasing the temperature of exhaust gas made wide application of those systems possible. Currently, those motors play a significant role in many areas of the economy besides electrical power engineering, mainly in aviation, land and sea transport. This results in a technological and structural diversification of gas turbines in the individual areas of their application.

2. Energy storage in compressed air systems

Old mine deposits, salt caverns, salt mine excavations, hard rock excavations, areas of emptied ground water layers are used for energy storage in the form of compressed air, where air is compressed to the level of approximately 70–80 bars [1].

In this type of power plants the generator is fuelled with liquid or gas fuel (a non renewable source). There is no inlet air compressor, however, that under normal conditions consumes approx. 60% of mechanical energy of a conventional generator. This enables a reduction of CO₂ emissions (considering the generation of electric energy from wind) and an increase in efficiency as compared to a conventional gas power plant [2].

In the analysed type of power stations, low-cost energy is used that is available outside of the power system peak load hours – during the nights and on weekends. When wind conditions are favourable, the excess energy is used to supply the compressor that compresses air to large tanks (storages) [1]. The accumulated energy is used during peak hours or when wind conditions are unfavourable and power generation by power plants does not meet the planned amount (e.g. an amount commissioned by a consumer). In such cases the control system switches a fuelled gas turbine and feeds compressed air to the turbine.

Environmental friendliness of gas turbines, relatively low investment costs and high capacity reached by power units, simplicity and light weight of their structure, flexible movement, independence from water sources and possible automation led to the growing popularity of power stations with gas turbines, and their use is recommended for low capacity power plants, peak load power stations and in special circumstances. The use of this sort of solutions supports distributed generation.

Below is a potential technical solution to the collaboration between gas turbines and compressed air tanks. There are several systems involving energy storage in compressed

trzu. Zgromadzona energia może być wykorzystywana w turbinach gazowych do pokrywania szczytowych obciążeń.

Pierwsze patenty na turbiny gazowe zostały wydane w XIX wieku. Jednak zaproponowane przez Stolze'a i Charlesa Curtisa rozwiązania były bezużyteczne z praktycznego punktu widzenia, gdyż ilość energii potrzebnej do napędu sprężarki przewyższała energię otrzymywaną na wale turbiny. Pierwszą pracującą samodzielnie turbinę gazową zbudował w 1903 roku Ægidius Elling (sprężarka pobierała mniejszą moc niż wytwarzała sama turbina – nadmiar mocy można było odebrać na zewnątrz do napędu innych urządzeń).

Dzięki opracowaniu nowych materiałów, poprzez zastosowanie pakietowych rozwiązań i seryjnej produkcji, lata 60. XX wieku stały się przełomowe dla turbin gazowych [3]. Wynikający z tego rozwój technologii chłodzenia, możliwość zwiększania temperatury spalania i temperatury gazów wlotowych pozwoliły na szerokie stosowanie tych układów. Obecnie, poza elektroenergetyką, silniki te mają istotne znaczenie w wielu obszarach gospodarki, głównie w lotnictwie, transporcie lądowym i morskim. Jest to przyczyną dużego zróżnicowania technologicznego i konstrukcyjnego turbin gazowych w poszczególnych obszarach zastosowań.

2. Systemy magazynowania energii w sprężonym powietrzu

Do magazynowania energii w postaci sprężonego powietrza wykorzystuje się stare złoża wyeksploatowanych kopalni, kawerny solne, wyrobiska kopalni soli, wyrobiska w strukturze twardych skał, przestrzenie po warstwach wodonośnych, w których powietrze jest sprężane do ciśnienia około 70–80 bar [1].

W tego typu elektrowniach generator prądotwórczy jest zasilany paliwem ciekłym lub gazowym (źródło nieodnawialne). Brak jest natomiast sprężarki powietrza wlotowego, która zużywa w normalnych warunkach ok. 60% energii mechanicznej konwencjonalnego generatora. Pozwala to na zmniejszenie emisji CO₂ (uwzględniając produkcję energii elektrycznej z wiatru) i podniesienie sprawności w porównaniu z klasyczną elektrownią gazową [2].

W siłowniach rozważanego typu korzysta się z energii elektrycznej o niskim koszcie, dostępnej poza szczytami obciążenia systemu elektroenergetycznego, w dolinach energetycznych – w nocy, w weekendy. Dzieje się tak również w czasie korzystnych warunków wiatrowych – nadmiar energii wykorzystywany jest do zasilania kompresora, który spręża powietrze do wielkich zbiorników (magazynów) [1]. Zgromadzona energia wykorzystywana jest w godzinach obciążeń szczytowych, bądź w momentach, gdy występują niekorzystne warunki wiatrowe i produkcja energii elektrycznej przez elektrownie nie odpowiada założonej wielkości (np. zamówionej przez odbiorcę). W takich sytuacjach układ sterowania załącza turbinę gazową zasilaną paliwem oraz doprowadza sprężone powietrze do turbiny gazowej.

Ekologiczne zalety turbin gazowych, stosunkowo małe koszty inwestycyjne i wysokie moce osiągane przez bloki energetyczne, prostota i lekkość konstrukcji, elastyczność

air. Figure 1 shows a system reaching the greatest efficiency, over 70%. This is a system containing both a combustion chamber and a recuperator in the turbine section. There is no cooler downstream of the last stage of the compressor, because the generated heat is accumulated in the exhaust heat tank and may be used for heating compressed air released to the turbine stages (in systems without a combustion chamber) or to the combustion chamber, as shown in Fig. 1.

Such solutions are currently being designed and tested by those countries in which wind power engineering is most advanced. The main objectives of the tests include air tanks and heat exchangers and storages that recover exhaust heat generated during compression [1].

This article provides a structural and technological overview of one of the elements used in the discussed systems – gas turbines (the classification, list, diagrams will also include a compressor as an essential element of autonomously operating gas turbine units).

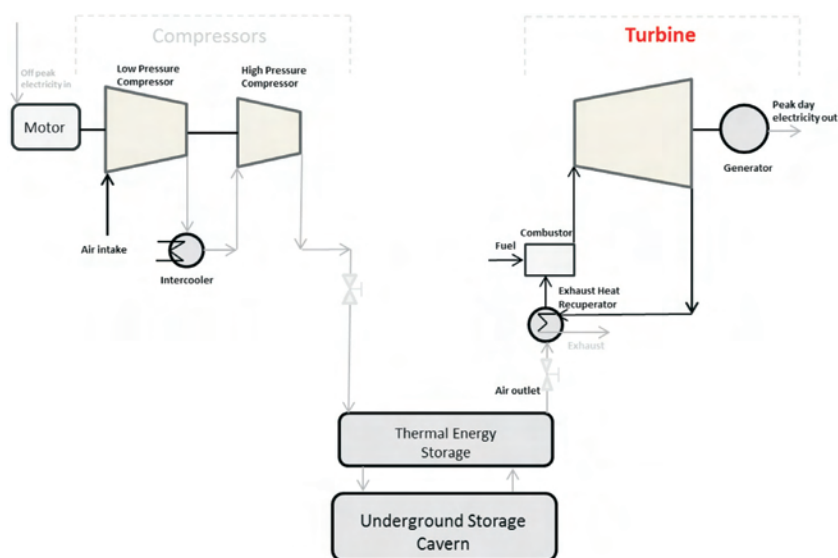


Fig. 1. A CAES system with exhaust heat storage, combustion chamber and recuperator [1]
 Rys. 1. Układ CAES z magazynem ciepła odpadowego, komorą spalania i rekuperatorem [1]

3. General classification of gas turbine sets

Simply speaking, a gas turbine may be defined as a technologically advanced device in which the kinetic energy of the motion of the used medium or the potential energy of the medium under high pressure is converted into the turbine rotations [3]. Air is often (although not always) used as the medium. Then, the medium flow is generated as a result of fuel combustion, thus converting heat into mechanical energy. Gas turbine systems consume between three to four times more air than a sole fuel combustion process. The additional amount of air is necessary, mainly in order to ensure the sufficient cooling of high temperature flow parts of the turbine.

There are many criteria of gas turbines classification. With regards to the systems design, open and closed cycle systems may be distinguished [5]. In an open cycle system the medium is drawn from the atmosphere and after its

ruchu, niezależność od źródeł wody i możliwość automatyzacji stanowią o rozpowszechnieniu siłowni z turbinami gazowymi, a stosowanie ich jest korzystne w elektrowniach małej mocy, elektrowniach szczytowych i w specjalnych okolicznościach. Stosowanie tego typu rozwiązań przyczynia się do wspierania energetyki rozproszonej.

Poniżej podano przykładowe rozwiązanie techniczne współpracy turbin gazowych i zbiorników ze sprężonym powietrzem. Istnieje kilka układów magazynowania energii w sprężonym powietrzu. Na rysunku 1 przedstawiono układ osiągający największą sprawność, wynoszącą ponad 70%. Jest to układ zawierający komorę spalania oraz rekuperator w części turbinowej. Za ostatnim stopniem kompresora brak jest chłodnicy, ponieważ wytwarzane ciepło gromadzone jest w zbiorniku ciepła odpadowego, które może być wykorzystane do podgrzania sprężonego powietrza trafiającego na stopnie turbiny (w układach bez komory spalania), bądź tak jak na rys. 1 – do komory spalania. Tego typu rozwiązania są

projektowane i testowane obecnie przez kraje, w których energetyka wiatrowa jest najbardziej rozwinięta. Głównym celem badań są zbiorniki powietrza oraz wymienniki i magazyny ciepła odzyskujące ciepło odpadowe sprężania [1].

Niniejszy artykuł stanowi przegląd konstrukcyjno-technologiczny dla jednego z elementów stosowanych w omówionych układach – turbin gazowych (w klasyfikacji, zestawieniu, schematach będzie przedstawiana również sprężarka jako element nieodzowny w samodzielnie pracujących jednostkach turbin gazowych).

3. Ogólna klasyfikacja zespołów turbin gazowych

W najprostszym ujęciu turbinę gazową można określić jako urządzenie zaawansowane technologicznie, w którym energia kinetyczna ruchu stosowanego medium, bądź energia potencjalna medium znajdującego się pod dużym ciśnieniem, zostaje zmieniana na ruch obrotowy turbiny [3]. Medium tym często jest powietrze. Następnie w procesie spalania paliwa wytwarzany jest przepływ medium, dzięki któremu przekształcane ciepło transformowane jest w energię mechaniczną. W układach turbin gazowych zużywane jest od trzech do czterech razy więcej powietrza aniżeli wynikałoby to z procesu spalania paliwa. Dodatkowe ilości powietrza potrzebne są między innymi do zapewnienia odpowiedniego chłodzenia wysokotemperaturowych części przepływowych w turbinie.

Istnieje wiele kryteriów klasyfikacji czy też podziału turbin gazowych. Z punktu widzenia struktury układów dzielimy je na otwarte i zamknięte [5]. Medium w układzie otwartym jest pobierane z otoczenia i po ekspansji w turbinie zostaje skierowane z powrotem do otoczenia (rys. 2a). Układy otwarte działają z izobarycznym spalaniem

expansion in the turbine it is released back to the atmosphere (Fig. 2a). Open cycle systems operate with isobaric internal combustion. In a closed cycle system, the active medium circulates in the system (Fig. 2b).

The extent of Carnotisation (thermodynamic optimisation) of standard cycles (open cycle systems) and reference cycles (closed cycle systems) is another gas turbine systems classification. It includes simple systems – without regeneration, with one combustion chamber and a single-module compressing process, and complex systems – with regeneration, multiple combustion chambers, with the intermodular cooling of compressors.

Some of the used and designed gas turbines are based on a simple system, where the properties analysis is very important. Indexes that characterise a gas turbine include:

– effective power

$$N_e = N_t - N_c - \Delta N_m$$

where: N_t – turbine internal power, N_c – compressor internal power, ΔN_m – power loss resulting from dealing with mechanical resistance and the power of internal devices.

For CAES systems the equation is simplified with the compressor power, because at peak system loads compressed air is supplied from a compressed air accumulator.

– efficiency

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_f} = \frac{N_t - N_c - \Delta N_m}{\dot{m}_f \cdot W_f}$$

where: N_f – power equivalent to the chemical energy of the supplied fuel in MW, \dot{m}_f – fuel mass flow in kg/s, W_f – fuel calorific value in MJ/kg.

Similarly to the previous dependence, an increase in effective power in CAES systems leads to an increase in the efficiency of a gas turbine. The given values are strictly correlated with the technical and economical indexes of a turbine.

Currently, besides simple systems, combined systems are also used that combine a simple, open cycle gas turbine system with a steam power plant.

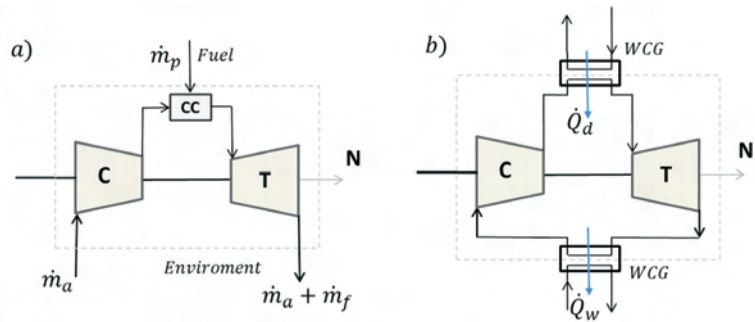


Fig. 2. Classification of gas turbines: a) open cycle system, b) closed cycle system; C – compressor, T – turbine, CC – combustion chamber, CHW – pre-cooler, WCG – upper source heat exchanger, N – output, \dot{m}_a – air stream, \dot{m}_f – fuel stream, Q_a – heat flux supplied to a closed cycle system, Q_w – heat flux drawn from the pre-cooler [7]

Rys. 2. Podział turbin gazowych: a) układ otwarty, b) układ zamknięty; C – sprężarka, T – turbina, CC – komora spalania, CHW – chłodnica wstępna, WCG – wymiennik ciepła źródła górnego, N – moc, \dot{m}_a – strumień powietrza, \dot{m}_f – strumień paliwa, Q_a – strumień ciepła doprowadzonego do układu zamkniętego, Q_w – strumień ciepła wyprowadzony w chłodnicy wstępnej [7]

wewnętrzny. W układzie zamkniętym czynnik roboczy krąży w układzie (rys. 2b).

Zakres karnotyzacji obiegów standardowych (układy otwarte) i porównawczych (układy zamknięte) jest inną z klasyfikacji układów turbin gazowych. Klasyfikujemy układy proste – bez regeneracji z jedną komorą spalania i jednomodułowym procesem sprężania, oraz układy złożone – z regeneracją, z wieloma komorami spalania, z chłodzeniem międzymodułowym sprężarek.

Część eksploatowanych i budowanych turbin gazowych opiera się na układzie prostym; analiza właściwości jest bardzo istotna. Wskaźnikami charakteryzującymi turbinę gazową są:

– moc efektywna

$$N_e = N_t - N_c - \Delta N_m$$

gdzie: N_t – moc wewnętrzna turbiny, N_c – moc wewnętrzna sprężarki, ΔN_m – straty mocy na pokonanie oporów mechanicznych oraz moc urządzeń własnych.

Dla układów CAES równanie to uproszczone jest o moc sprężarki, ponieważ sprężone powietrze w czasie maksymalnych obciążeń systemu dostarczane jest z zasobnika sprężonego powietrza.

Table 1. Development of high-power gas turbines designs [4, 8]

Tabela 2. Rozwój konstrukcji energetycznych turbin gazowych wielkiej mocy [4, 8]

Parameter/Year/rok	1967	Currently/obecnie, for J (J+) class turbines/ dla turbin klasy J (in the future/w przyszłości)
Temperature of exhaust gas at the turbine inlet/temperatura spalin na wlocie, °C	900	1600 (1700)
Compression ratio/spręż	10.5	Approx. 35
Outlet exhaust gas temperature/temperatura wylotowa spalin, °C	430	650
Cooling of turbine blades/chłodzenie łopatek turbiny	Guide blades/ kierowniczych (1)	Guide blades/kierowniczych (1,2,3), rotor blades/wirnikowych (1,2,3)
Range of peak power/zakres największych mocy, MW	50–60	320–470
Efficiency in a simple cycle system/sprawność w obiegu prostym, %	29	41 (up to 45)
Efficiency in a gas and steam system/sprawność w obiegu gazowo-parowym, %	43	> 61 (62–65)

Power plants with gas turbines are one of the most rapidly developing types of power installations in the world (considering gas and steam systems). A technological revolution in gas turbines has taken place between the 60s and the present day. The parameters of the changes are listed in Table 1.

Works on the development of gas turbine generations also include parallel works on improving the previous generations. Considering a gradual development of gas turbines, the manufacturers classify them into classes (Fig. 3). D class (and lower), F class, G class, H class, J class and 1700 (J+) class turbines can be differentiated. It should be noted, however, that the same technology class designation used by different manufacturers does not necessarily mean the same solutions. For example, different manufacturers define the turbine inlet temperature differently (MHI defines it as the Turbine Inlet Temperature – temperature upstream of the first guide ring, while GE defines it as the Rotor Inlet Temperature – temperature upstream of the first rotor ring).

The general overview of individual turbosets cross-sections in Fig. 3 shows that each new, improved solution is the result of continuous development of the technology (and not a result of leap changes and the introduction of completely new designs).

The increase in the efficiency of a turbine set is correlated with the Turbine Inlet Temperature increase and the improvement of the aerodynamics of the flow parts of the compressor and the expansion module, as well as the process of combustion and cooling of the blade system [7]. Various other operational procedures are applied in order to improve efficiency, e.g. the active medium is thoroughly filtered at the turbine inlet in order to remove contamination. It must be noted that practically all manufacturers of high power gas turbines currently offer a solution that provides a 40% efficiency in a simple cycle in the F class.

A continuous increase in temperatures in gas systems is possible through the development of material engineering,

– sprawność efektywna

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_f} = \frac{N_t - N_c - \Delta N_m}{m_f \cdot W_r}$$

gdzie: N_f – moc odpowiadająca energii chemicznej doprowadzanego paliwa w MW, m_f – strumień masy paliwa w kg/s, W_r – wartość opałowa paliwa w MJ/kg.

Podobnie jak w poprzedniej zależności wraz ze wzrostem mocy efektywnej w układach CAES wzrasta sprawność efektywna turbiny gazowej. Podane wielkości mają ścisły związek ze wskaźnikami techniczno-ekonomicznymi turbiny.

Obecnie, poza układami prostymi, stosowane są układy kombinowane, które są połączeniem prostego układu otwartego turbiny gazowej i siłowni parowej.

Siłownie z turbinami gazowymi należą do najszybciej rozwijających się na świecie typów instalacji energetycznych (z uwzględnieniem układów gazowo-parowych). Od lat 60. XX wieku do czasów obecnych w turbinach gazowych nastąpiła rewolucja technologiczna. Parametry zmian przedstawia tabela 1.

Praca nad rozwojem generacji turbin gazowych obejmuje również równoległe prace nad doskonaleniem poprzednich generacji. Uwzględniając stopniowy rozwój turbin gazowych, producenci posługują się klasami turbin (rys. 3). Wyróżnia się turbiny klasy D (oraz niższe), klasy F, klasy G, klasy H, klasy J i klasy 1700 (J+). Należy jednak pamiętać, iż oznaczenie klasy technologii u poszczególnych wytwórców nie musi oznaczać rozwiązań tej samej klasy. Przykładem może być fakt, że poszczególni producenci temperaturę dołotową do turbiny definiują w różny sposób (MHI definiuje ją jako temperaturę przed pierwszym wieńcem kierowniczym (Turbine Inlet Temperature), zaś GE jako temperaturę przed pierwszym wieńcem wirnika (Rotor Inlet Temperature).

Widoczny na rysunku 3 ogólny zarys przekrojów poszczególnych turbozespołów wskazuje, że kolejne, doskonalsze rozwiązania są efektem ciągłego rozwoju technologii (nie jest efektem skokowych zmian i budowy zupełnie nowych konstrukcji).

Wzrost sprawności zespołu turbiny skorelowany jest ze wzrostem temperatury (*Turbine Inlet Temperature*) w przekroju wlotu do turbiny oraz doskonalenia aerodynamiki części przepływowych sprężarki i modułu ekspansyjnego, a także procesu spalania i chłodzenia układu łopatkowego [7]. W celu poprawienia wydajności stosuje się również wiele dodatkowych zabiegów eksploatacyjnych, np. medium robocze na wlocie do turbiny jest dokładnie filtrowane w celu eliminacji zanieczyszczeń. Należy zwrócić również uwagę na to, iż prawie wszyscy wytwórcy turbin gazowych dużej mocy oferują obecnie rozwiązanie umożliwiające uzyskanie w klasie F sprawności w obiegu prostym na poziomie 40%.

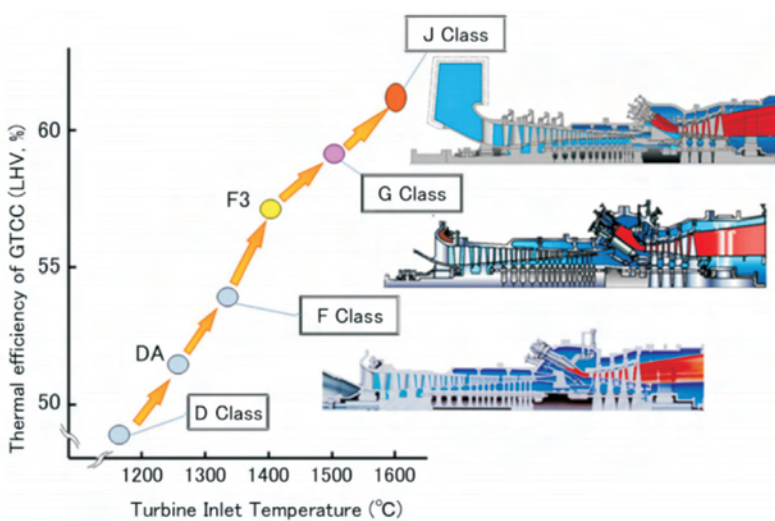


Fig. 3. Turbine classes acc. to Mitsubishi Heavy Industries and equivalent efficiencies with reference to application in steam and gas systems (MHI) [8]

Rys. 3. Klasy turbin według Mitsubishi Heavy Industries i odpowiadające im sprawności w odniesieniu do zastosowania w układach parowo-gazowych (MHI) [8]

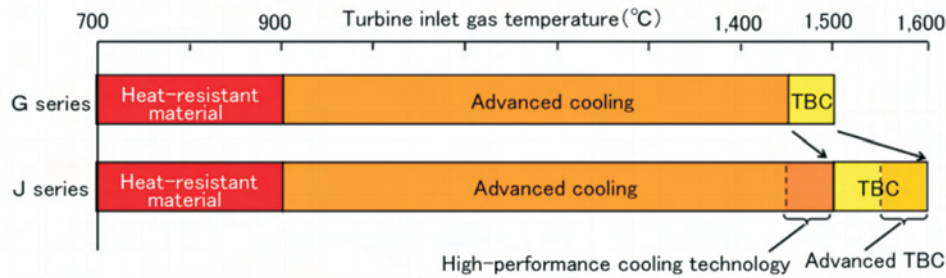


Fig. 4. Increase in temperatures upstream of the turbine with the development of the cooling technology [10]

Rys. 4. Wzrost temperatury przed turbiną wraz z rozwojem technologii chłodzenia [10]

the use of ceramic coatings characterised by lower thermal conductivity and a lower oxidation number, as well as the improvement of the cooling process (Figure 3 shows the changes on the example of classes G and J through the use of advanced TBC ceramic protective coatings for Mitsubishi turbines).

In recent years key manufacturers have released high-efficiency and high-power gas turbines. One of them is a gas turbine by GE, model 9HA.2 (Fig. 5), reaching the output power of 510 MW and an efficiency of 61% (for combined systems). The Turbine Inlet Temperature reaches 1426 °C. It is an H class turbine.

Mitsubishi M501J that is to be released in 2016 is an example of a J class turbine. For sets operating at the frequency of 50 Hz, the turbine output reaches 460 MW. In a combined gas and steam system, with the use of 1 gas turbine and 1 steam turbine, it is possible to reach the output of 670 MW [10]. The Turbine Inlet Temperature reaches 1600 °C, while the emission of NO_x – 25 ppm (it was made possible by eliminating temperature peaks of the flame through the improvement of air and fuel supply to the burners).

The system involves a 15-stage transonic compressor (transonic flow – flow at speeds near the speed of sound) characterised by lower wave losses at the first rings, as well as lower profile losses at intermediate and final stages [10]. Blade rings, as well as the three guide rings of the turbine

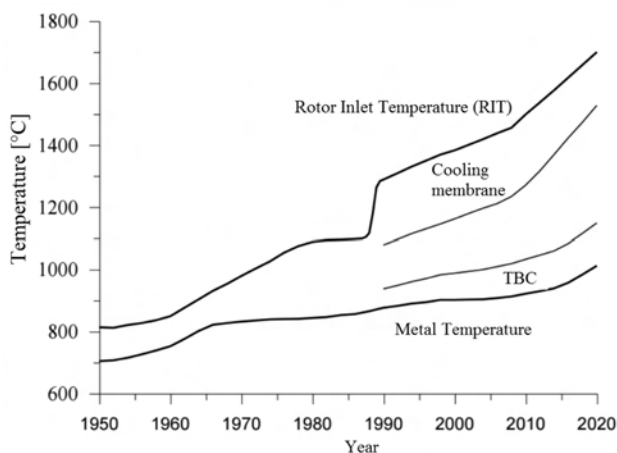


Fig. 6. Increase in the temperature of exhaust gas and blades material in gas turbines [4]

Rys. 6. Wzrost temperatury spalin oraz materiału łopatek w turbinach gazowych [4]

Osiągnięcie ciągłego wzrostu temperatur występujących w układach gazowych możliwe jest dzięki rozwojowi inżynierii materiałowej, stosowaniu powłok ceramicznych mających mniejszą przewodność cieplną i niższy stopień utleniania oraz doskonaleniu procesu chłodzenia (rysunek 4 przedstawia zmiany na

przykładzie klasy G i J przez zastosowanie zaawansowanych ceramicznych powłok ochronnych TBC, dla turbin firmy Mitsubishi).

W ostatnich latach główni producenci wprowadzili na rynek turbiny gazowe o wysokich sprawnościach i mocach.

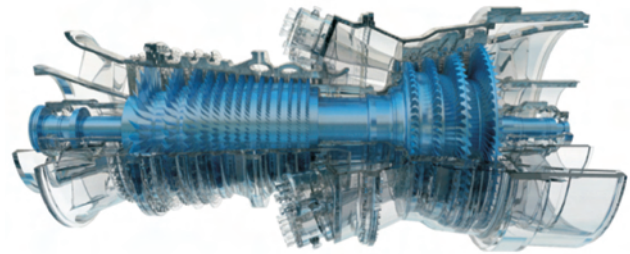


Fig. 5. GE 9HA.2 gas turbine [11]

Rys. 5. Turbina gazowa GE 9HA.2 [11]

Jedną z nich jest turbina gazowa firmy GE model 9HA.2 (rys. 5), osiągająca moc 510 MW oraz sprawność 61% (dla układów kombinowanych). Temperatura na wlocie do turbiny wynosi 1426 °C. Jest to turbina klasy H.

Przykładem turbiny klasy J może być planowana do wprowadzenia w 2016 roku turbina firmy Mitsubishi M501J. Dla zespołów pracujących z częstotliwością 50 Hz moc turbiny wynosi 460 MW. W układzie kombinowanym, gazowo-parowym przy zastosowaniu 1TG 1 TP możliwe jest otrzymanie mocy 670 MW [10]. Temperatura wlotowa do ekspandera wynosi 1600 °C, a emisja NO_x 25 ppm (było to możliwe przez likwidację pików temperaturowych płomienia dzięki udoskonaleniu doprowadzenia powietrza i paliwa do palników).

W układzie zastosowano 15-stopniową sprężarkę transoniczną (przepływ transoniczny – przepływ okołodźwiękowy), która charakteryzuje się mniejszymi stratami falowymi w pierwszych wieńcach, a także mniejszymi stratami profilowymi na stopniach pośrednich i ostatnich [10]. Wieńce łopatkowe oraz trzy wieńce kierownicze turbiny chłodzone są powietrzem odbieranym ze sprężarki po schłodzeniu w chłodnicy zewnętrznej. Intensyfikacja wymiany ciepłej przez wielonawrotowe chłodzenie i rozwiązania otworowego chłodzenia błonowego pozwoliły opanować wzrost temperatury wlotowej.

are cooled with air drawn from the compressor following cooling in an external cooler. The intensification of heat exchange through multiple-reverse cooling and the film hole cooling method made it possible to control the increase in the inlet temperature.

Figure 6 shows tendencies for the increase in the maximum temperature of the active medium in gas turbine systems. With the introduction of air cooling, an increase in the inlet exhaust gas temperature became possible when combined with the use of the materials technology. This translates into a cost increase that, on the other hand, is compensated for with higher efficiency and capacity.

In the nearest future it is planned to release a design of turbines that can operate at temperatures exceeding 1700 °C and with efficiency reaching 65% (for combined systems).

4. Regulatory properties of gas turbines

In recent years considerable emphasis has been placed on the power engineering strategy in energy storage and distributed generation, as well as adjustable sources. Transmission operators have at their disposal a series of centrally dispatched power plants, i.e. plants that may be switched on or off, as well as change their load to match the demand. Gas power plants are characterised by relatively high operational flexibility and short start-up times, which is why they are the ideal peak load sources.

In stationary gas turbine systems with a single-shaft arrangement, the compressor pumps air into the combustion chamber and is driven by a turbine mounted on a common shaft that is supplied with exhaust gas from the combustion chamber. In power engineering solutions, the constant rotational speed of the rotor proves to be a significant obstacle. When analysing the characteristics of gas turbines it becomes clear that partial loading is accompanied by a reduction in the system parameters.

That is why the flattening of the characteristic curves, the acceleration of start-ups translating into the maximisation of the turbines load is the goal. The use of gas turbines in CAES systems supporting the operation of wind turbines and constituting storage used at peak loads eliminates the issue of low efficiency when operating at partial loads, because operation on an interventional basis enables the utilisation of maximum outputs installed in a system.

An important element of gas turbines that is currently being developed by the manufacturers are the compressors, in which additional stages are being introduced with regulated guide blades, and in which efficiency is increased through the spatial shaping of the compressor blades. The notion of spatial blading includes some structural modifications that involve simple or complex tilting and rolling of blades, customised selection and optimisation of a profile along the height of a blade, as well as the shaping of the external constraints of a channel. Those actions also make increased regulation of systems possible, thus increasing their efficiency and operational flexibility, as well as shortening start-up times.

At the beginning of 2015 the installed capacity in gas turbines in the National Power System amounted to approximately 1000 MW out of approximately 31 000 MW

Na rysunku 6 przedstawiono tendencje wzrostu maksymalnej temperatury czynnika roboczego w układach turbin gazowych. Od wprowadzenia chłodzenia powietrznego podwyższenie temperatury dolotowej spalin stało się możliwe w połączeniu z wykorzystaniem technologii materiałowej. Powoduje to wzrost kosztów, które jednak kompensuje większa sprawność i wzrost mocy.

W najbliższych latach planowane jest przedstawienie konstrukcji turbin mogących pracować z temperaturami powyżej 1700 °C i sprawnością sięgającą 65% (dla układów kombinowanych).

4. Właściwości regulacyjne turbin gazowych

W ostatnim latach w strategii elektroenergetycznej bardzo duży nacisk położono na magazynowanie energii i generację rozproszoną oraz źródła sterowalne. Operatorzy Przesyłowi mają do dyspozycji wiele elektrowni centralnie dysponowanych, czyli takich, które mogą być włączone lub wyłączone, a także zmieniać swoje obciążenie w zależności od zapotrzebowania. Elektrownie gazowe charakteryzują się stosunkowo dużą elastycznością pracy i krótkimi czasami rozruchów, dlatego idealnie wpisują się w charakter źródeł szczytowych.

W układach stacjonarnych turbin gazowych w układzie jednowałowym sprężarka tłoczy powietrze do komory spalania i napędzana jest przez turbinę osadzoną na wspólnym wale, która z kolei zasilana jest spalinami z komory spalania. W rozwiązaniach dla energetyki dużym ograniczeniem jest stała prędkość obrotowa wirnika. Analizując charakterystyki turbin gazowych, można zauważyć, iż częściowemu obciążeniu towarzyszy obniżenie parametrów układu. Z tego względu dąży się do wyplaszczania charakterystyk, przyspieszania rozruchów przekładających się na maksymalizację obciążenia turbin. Stosowanie turbin gazowych w systemach CAES wspierających pracę turbin wiatrowych i będących magazynem wykorzystywanym w szczytowych obciążeniach, eliminuje wadę, jaką jest niska sprawność przy pracy na niepełnym obciążeniu, ponieważ praca interwencyjna pozwoli osiągnąć maksymalne moce zainstalowane w układzie.

Istotnym elementem turbin gazowych rozwijanym przez producentów są sprężarki, w których wprowadza się większą liczbę stopni z regulowanymi łopatkami kierowniczymi, podnosi się sprawność przez przestrzenne kształtowanie łopatek sprężarki. Pojęcie ołopatkowania przestrzennego obejmuje pewną ilość modyfikacji konstrukcyjnych, które polegają na prostym lub złożonym pochylaniu i zwijaniu łopatek, indywidualnym doborze i optymalizacji profilu wzdłuż wysokości łopatki oraz kształtowaniu ograniczeń zewnętrznych kanału. Działania te pozwalają również na większą regulację układów, podnosząc ich sprawność, zwiększając elastyczność pracy i szybkość rozruchu.

Na początku 2015 roku w KSE moc zainstalowana w turbinach gazowych wynosiła około 1000 MW, z około 31 000 MW łącznie zainstalowanych źródeł wytwórczych w energetyce zawodowej.

of all installed generation sources in commercial power engineering.

5. Conclusions

The current technological advancement, technical, economical, and environmental conditions and the potential use of energy storage by gas turbines translate into an increase in the share of gas turbines in European power engineering. Those systems may play the role of peak load (balancing) sources in the system. Quick start-up, flexibility, relatively short construction time, low maintenance and service costs, low emission of noxious substances – these are just some of the advantages of gas turbines.

As part of a search for new solutions, closed cycle systems with carbon dioxide as a medium are being analysed, aiming for a continuous increase in efficiency, units capacity and emissions minimisation.

The continued development of unstable renewable energy sources will result in an increase in the competitiveness of gas turbines and CAES systems when compared to other peak load units.

A significant advantage to combined wind and CAES power plants is the increase in local energy security, because it is possible to start up a combined system without external supply and reach the desired capacity in a short period of time (the advantage is the possible autonomous operation of a gas turbine during expansion).

The start up time of CAES systems to their full capacity is two or even three times shorter than an average start up time of a unit with a gas turbine, and it takes approximately 10 minutes.

5. Podsumowanie

Osiągnięty poziom technologiczny, uwarunkowania techniczne, ekonomiczne, ekologiczne oraz możliwość współpracy turbin gazowych z magazynami energii wpływają na wzrost udziału turbin gazowych w energetyce europejskiej. Układy te mogą spełniać rolę źródeł szczytowych (bilansujących) w systemie: szybki rozruch, elastyczność, stosunkowo krótki czas budowy, niskie koszty utrzymania i obsługi, mała emisja szkodliwych substancji – to tylko niektóre z zalet turbin gazowych.

W ramach poszukiwań nowych rozwiązań analizuje się zamknięte układy z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem roboczym, dążąc jednocześnie do dalszego wzrostu sprawności, mocy jednostek i zmniejszania emisji.

Dalszy rozwój niestabilnych odnawialnych źródeł energii będzie przyczyniał się do wzrostu konkurencyjności turbin gazowych i układów typu CAES w stosunku do innych jednostek szczytowych.

Bardzo istotną zaletą hybrydowych elektrowni w układzie farmy wiatrowe-CAES jest wzrost lokalnego bezpieczeństwa energetycznego. Istnieje bowiem możliwość uruchomienia układu hybrydowego bez zasilania z zewnątrz i uzyskania żądanej mocy w krótkim czasie (zaletą jest możliwość samodzielnej pracy turbiny gazowej podczas procesu rozprężania).

Rozruch układów CAES do pełnej mocy jest od dwóch do trzech razy krótszy od przeciętnego czasu rozruchu bloku z turbiną gazową i wynosi około 10 minut.

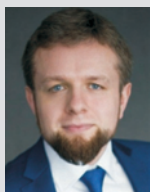
Bibliography/Literatura

- [1] Jakowski D., Dzida M. Energy storage in compressed air – solution supporting renewable energy source, *Journal of Polish CIMAC.*, vol. 9., nr 1 (2014), s. 35-45.
- [2] Badyda K., Milewski J., *Elektrownie CAES – możliwość akumulacji energii oraz współpracy ze źródłami odnawialnymi*, Miesięcznik Instal –Teoria i praktyka w instalacjach – Warszawa 2010.
- [3] Wędzik A. Układy kombinowane produkcji energii elektrycznej, *Energetyka*, maj 2006.
- [4] Badyda K. Perspektywy rozwoju technologii turbin gazowych oraz bloków gazowo-parowych, *Rynek Energii*, sierpień 2014.
- [5] Kleszcz T. Analiza porównawcza obiegów cieplnych elektrowni gazowo-parowych, *Praca dyplomowa*, Politechnika Łódźka.
- [6] Perycz S. Turbiny parowe i gazowe. Polska Akademia Nauk, Instytut Maszyn Przeplywowych, 1992.
- [7] Chmielniak T. Główne tendencje w procesie rozwoju turbiny gazowej, *Rynek Energii* nr 3(112), 2014.
- [8] Toshishige A., Junichiro M., Eisaku I. Development of the High Efficiency and Flexible Gas Turbine M701F5 by Applying “J” Class Gas Turbine Technologies, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* Vol. 51 No. 1 (March 2014).
- [9] Robak S., Rasolomampionona D., Szymankiewicz Ł. Praca elektrowni gazowych w systemie elektroenergetycznym, *Rynek Energii* nr 3/2013.
- [10] Masanori Y., Junichiro M., Keizo T., Eisaku I., Satoshi H. Development of 1600 °C-Class High-efficiency Gas Turbine for Power Generation Applying J-Type Technology, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* Vol. 50 No. 3 (september 2013).
- [11] GE Power&Water, 9HA.01/02 Gas turbine: The World's Largest and Most Efficient Heavy Duty Gas Turbine.

Damian Jakowski, MEng. – assistant in the Faculty of Ocean and Ship Technology at Gdańsk University of Technology.

Mgr inż. Damian Jakowski – asystent na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: damian.jakowski@pg.gda.pl



Prof. Marek Dzida, DSc., DEng. – Head of the Department in the Faculty of Ocean and Ship Technology at Gdańsk University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Dzida, prof. PG – Kierownik katedry na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: dzida@pg.gda.pl



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

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

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

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

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

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

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

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

1. Introduction

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

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

1. Wstęp

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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



Fig. 1. View of different piston variants

Rys. 1. Warianty tłoków silnikowych

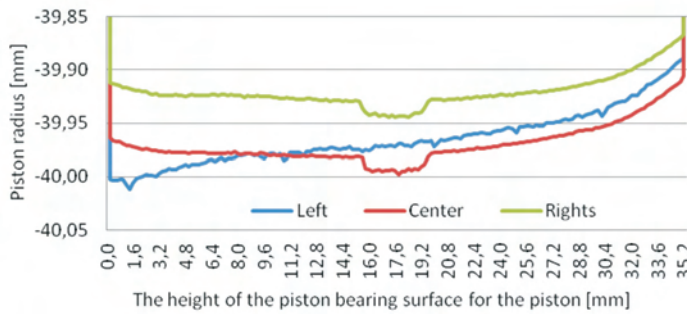


Fig. 2. The actual profile of the piston bearing surface with a H shape graphite layer

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

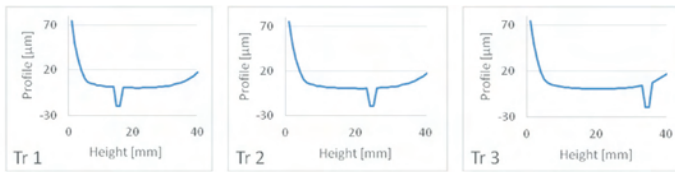


Fig. 3. Tr1, Tr2, Tr3 variants of the piston bearing surface profile

Rys. 3. Profile tłoków Tr1, Tr2, Tr3

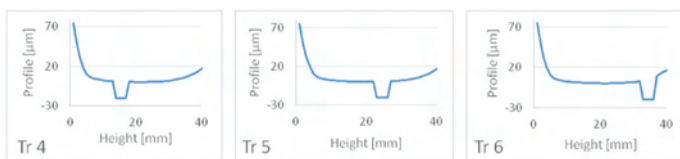


Fig. 4. Tr4, Tr5, Tr6 variants of the piston bearing surface profile

Rys. 4. Profile tłoków Tr4, Tr5, Tr6

3. Boundary conditions of the simulation

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

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

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

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

3. Warunki brzegowe przyjęte na potrzeby symulacji

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

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

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

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

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

- engine speed 750–4500 rpm,
- the initial thickness of the oil layer on the cylinder liner 35 μm ,
- oil viscosity 9.6 mPa·s.

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

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

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

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

4. Simulation results

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

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

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

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

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

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

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

4. Wyniki symulacji

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

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

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

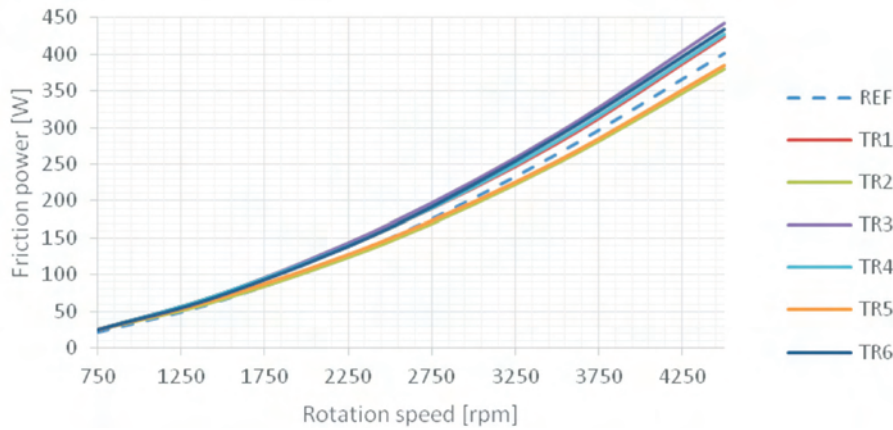


Fig. 5. Simulation results for the SI engine
Rys. 5. Wyniki symulacji dla silnika ZI-Volkswagen 1.4 TSI

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

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

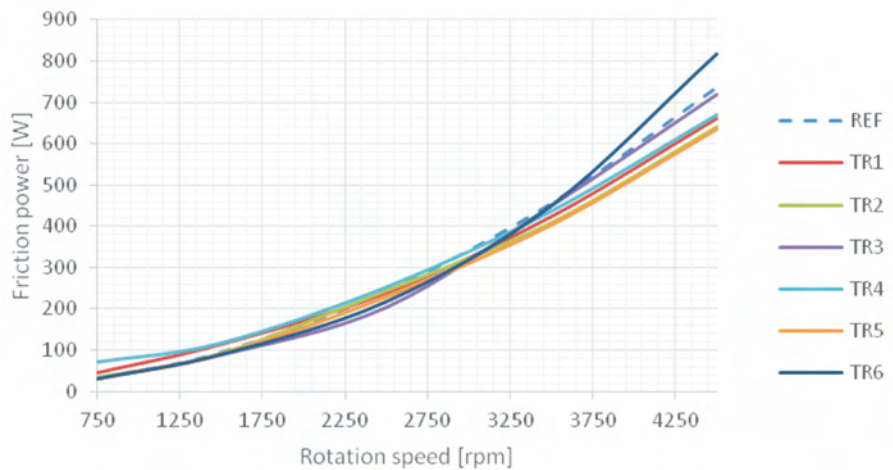


Fig. 6. Simulation results for the CI engine
Rys. 6. Wyniki symulacji dla silnika ZS-Volkswagen 2.5 TDI

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

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

5. Wnioski

Otrzymane wyniki pozwalają stwierdzić, że:

1. Wpływ zastosowania schodkowego profilu powierzchni nośnej

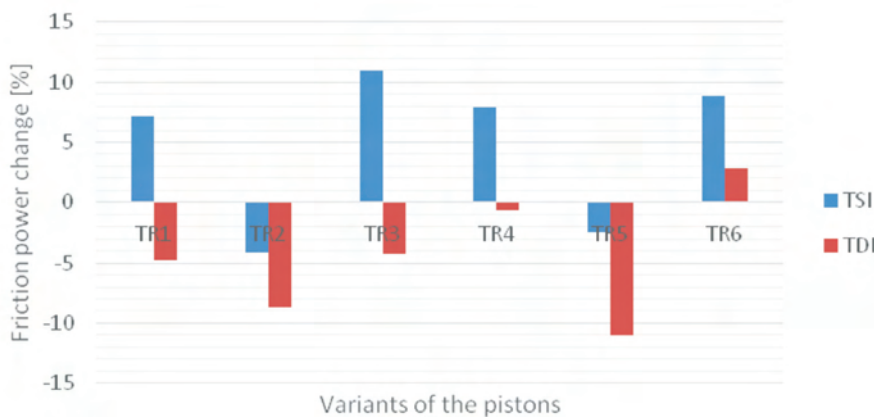


Fig. 7. The percentage difference of friction power for six variants of the piston bearing surface for the SI and CI engines

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

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

5. Summary

The results allow to conclude that:

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

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

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

Bibliography/Literatura

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

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

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

e-mail: maciej.babiak@put.poznan.pl



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

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

e-mail: emil.z.wroblewski@doctorate.put.poznan.pl



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

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

e-mail: antoni.iskra@put.poznan.pl



The model of combustion process in the marine 4-stroke engine for exhaust gas composition assessment

The paper presents the model of combustion process in the marine, turbocharged, 4-stroke and Diesel engine. The main target of modeling is the assessment of the exhaust gas composition. Presented multi-zone, 3-D model of combustion process consists of the following sub-models of processes: the fuel injection, the brake-up and the evaporation of fuel and the turbulence flow and the heat transfer phenomena. Presented model basis on the 3Z-ECFM mechanism of combustion and the initial and boundary conditions collected during direct measurements. The positive validation of the calculation results are obtained for mean and maximum value of the combustion pressure and values of oxygen and nitric oxides fractions in the exhaust gas. Unfortunately, fractions of carbon compounds in the exhaust gas are not properly calculated.

Key words: marine diesel engine, model, combustion process, exhaust gas composition, computational fluid dynamics

Model procesu spalania w 4-suwowym silniku okrętowym do oceny składu spalin

Praca prezentuje model procesu spalania 4-suwowego, turbodoładowanego, okrętowego silnika o zaplonie samoczynnym. Celem modelowania była ocena składu emitowanych spalin. Model ten to wielostrefowy, trójwymiarowy model spalania, obejmujący proces wtrysku, rozpylania i parowania paliwa wraz z towarzyszącymi im zjawiskami turbulentnego przepływu i wymiany ciepła. Model oparty jest na mechanizmie procesu spalania 3Z-ECFM oraz warunkach początkowych i brzegowych, zebranych podczas pomiarów bezpośrednich. Uzyskano pozytywne wyniki walidacji w stosunku do średniego i maksymalnego ciśnienia spalania oraz zawartości tlenu i tlenków azotu w spalinach. Nie uzyskano poprawnych wyników modelowania dla udziałów związków węgla w spalinach.

Słowa kluczowe: okrętowy silnik spalinowy, model, proces spalania, skład spalin, komputerowa dynamika płynów

1. Introduction

Gradually strengthened regulations relating to the marine environment protection, determine the development of marine Diesel engines. Since 1997 year International Maritime Organization introduces Annex VI to the MARPOL convention, entitled "Prevention of Air Pollution from Ships" [30]. The regulations of the mentioned Annex require manufacturers and operators of marine engines necessity to reduce emissions of nitrogen oxides (NO_x). Mentioned regulations were extended to chapter 4 since 2011 year. This chapter requires ship operators' and ship manufacturers' necessity to limit the carbon oxides emission (CO_2) based on Energy Efficiency Operational Indicator (EEOI) [10]. Therefore, many works are carried out to improve the efficiency of marine diesel engines while simultaneously reducing the NO_x emission. These works consist in, among others, the design of the organization of the combustion process in the cylinder. It should be noted that the prediction of the composition of the exhaust gas requires a complete analysis of the processes occurring in the engine cylinder. The complete analysis of the fuel injection, the brake-up and the evaporation of fuel, the auto-ignition and flame propagation is required. The effective and inexpensive tool used in the design of internal combustion engines are methods based on Computational Fluid Dynamics (CFD).

1. Wprowadzenie

Sukcesywnie zaostrzane przepisy dotyczące ochrony środowiska morskiego determinują rozwój konstrukcji okrętowych silników tłokowych. Już w 1997 roku Międzynarodowa Organizacja Morska wprowadziła Załącznik VI do Konwencji MARPOL pt. „Prawidła zapobiegania zanieczyszczeniu powietrza przez statki” [30]. Przepisy tego załącznika nakładają na producentów i operatorów silników tłokowych konieczność zmniejszania emisji tlenków azotu (NO_x). Przepisy te zostały zaostrzone w 2011 roku przez rozszerzenie Załącznika VI o rozdział 4, z którego wynika, że armatorzy i producenci statków zobowiązani są do zmniejszania emisji tlenków węgla (CO_2) przez statki, opierając się na wskaźniku efektywności wykorzystania energii (*Energy Efficiency Operational Indicator* – EEOI) [10]. W związku z tym prowadzone są prace nad poprawą efektywności silników okrętowych przy jednoczesnym zmniejszaniu emisji NO_x . Prace te sprowadzają się między innymi do projektowania organizacji procesu spalania w cylindrze silnika. Należy nadmienić, że predykcja składu spalin wymaga pełnej analizy procesów zachodzących w cylindrze silnika: od wtrysku paliwa, poprzez rozpylanie, parowanie, zapłon, do rozprzestrzeniania się płomienia. Skutecznym i tanim narzędziem wykorzystywanym w projektowaniu silników tłokowych są metody oparte na komputerowej mechanice płynów (*Computational Fluid Dynamics* – CFD).

Arrègle et al. [1] present 0-dimensional model of combustion process basis on parameters of the one cylinder, Diesel engine with a cylinder capacity equals 1854 cm³ and 350 cm³. Presented model allows to calculation of thermodynamic parameters of the combustion process such as rate of heat release (RORH), but not allows to prediction of the exhaust gas composition. Similar model was presented i.e. in [7]. Zhou et al. [31] present the multi-zone model for small Diesel engine in relation to marine engines. This model consists of 0-dimensional mathematical description of the brake-up, the evaporation and the combustion of fuel. This approach to modeling made it possible to determine the content of NO_x and soot in the exhaust gas, but quantitative validation of calculation results was presented only in relation to thermodynamic parameters. Multi-zone models were presented by Şahin et al. [25] and Rakopoulos et al. [23, 24]. Rakopoulos' models were additionally extended to chemical kinetic equations. Model of the combustion process based on the moving mesh of the combustion chamber is presented by Mohamed Ismail et al. [18]. Such model, prepared for light duty Diesel engine allows to qualitative mapping of the effect of injection timing on the changes of the NO concentration in the cylinder. Similar model, presented in [28], allows to analysis of the both pressure and temperature distribution during the cylinder scavenging. Still up to date overview of combustion models in the engine cylinders was presented in [5] and in [17, 22]. It should be noted, that presented models were prepared for the engines with small cylinder capacity in relation to the cylinder capacity of marine engines. For this reason, the main scientific aim of the paper is the preparation of the multi-zone and 3-dimensional model of the combustion process in the marine diesel engine to predict the exhaust gas composition.

2. The model description

Presented model was prepared on the basis of the moving mesh of the combustion chamber of the marine 4-stroke Diesel engine. Mentioned mesh was prepared for overall volume of the engine cylinder and allows preparing the calculations for full crankshaft rotation. Due to the relatively large size of the marine engine cylinder the mesh consisting of 500,000 finite volumes for the combustion stroke, and 1.5 million finite volumes for other strokes of the engine. The maximum size of finite volumes equals 8 mm. In areas where the fuel injection and the combustion process occurs the mesh was compacted to 1–2 mm. Near the cylinder valves' faces, during valves opening and closing, the size of finite volumes was compacted to 0.125 mm. The moving mesh was prepared using "Fame Engine Plus" tool from the AVL Fire software on the basis of technical documentation of the engine. The geometric dimensions, cylinder valves governing, piston moving and the characteristic of fuel injection were used to prepare the mentioned mesh. Mentioned tool from the AVL Fire software allows to limit the size of the mesh during the modeling of the combustion process to the space of the cylinder without inlet and

Arrègle i in. [1] zaprezentowali 0-wymiarowy model procesu spalania, opierając się na parametrach jednocylindrowych silników o zapłonie samoczynnym o pojemności skokowej 1854 cm³ i 350 cm³. Model ten umożliwia obliczenie parametrów termodynamicznych procesu spalania, takich jak szybkość wytworzonej energii cieplnej (*rate of heat release* – ROHR), ale nie pozwala na predykcję składu spalin. Podobny model zaprezentowano m.in. w pracy [7]. Zhou i in. [31] zaprezentowali model wielostrefowy dla niewielkiego, w stosunku do silników okrętowych, silnika o zapłonie samoczynnym. Model zawiera bezwymiarowy opis matematyczny procesu rozpylania, parowania i spalania paliwa. Takie podejście do modelowania umożliwiło określenie zawartości NO_x i sadzy, ale ilościową walidację wyników modelowania zaprezentowano w pracy tylko w stosunku do parametrów termodynamicznych. Model wielostrefowy został również zaprezentowany przez Şahina i in. [25] oraz Rakopoulosa i in. [23]. Modele Rakopoulosa dodatkowo został rozszerzony o równania kinetyki chemicznej. Mohamed Ismail i in. zaprezentowali model procesu spalania oparty na ruchomej siatce przestrzennej komory spalania silnika [18]. Model taki, wykonany dla lekkiego silnika o zapłonie samoczynnym, pozwolił na jakościowe odwzorowanie wpływu kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany stężenia NO w cylindrze silnika. Podobny model, prezentowany w pracy [28], pozwolił na analizę rozkładu ciśnienia i temperatury podczas przepłukania cylindra. Aktualny przegląd modeli procesu spalania w cylindrze silnika tłokowego zaprezentowano także w publikacjach [5, 17, 22]. Należy zaznaczyć, że prezentowane modele przygotowano dla silników o małej pojemności skokowej – w stosunku do pojemności silników okrętowych. Z tego względu celem pracy jest sporządzenie trójwymiarowego i wielostrefowego modelu procesu spalania w cylindrze silnika okrętowego, aby ocenić skład spalin.

2. Opis modelu

Prezentowany model zbudowano na podstawie ruchomej siatki przestrzeni cylindrowej silnika. Siatkę sporządzono dla całej objętości cylindra i umożliwia ona przeprowadzenie obliczeń dla pełnego obrotu wału korbowego. Ze względu na stosunkowo duże wymiary cylindra silnika okrętowego zastosowano siatkę składającą się z 500 tysięcy objętości skończonych dla suwu pracy i 1,5 miliona objętości skończonych do modelowania wymiany czynnika roboczego. Zastosowano maksymalny rozmiar objętości skończonych równy 8 mm. W obszarach, w których następuje wtrysk i spalanie paliwa siatka została zagęszczona do 1–2 mm. W okolicach przylgni zaworów w chwili ich otwierania i zamykania rozmiar objętości skończonych siatki został zagęszczony do 0,125 mm. Siatkę zbudowano za pomocą narzędzia „Fame Engine Plus” programu AVL Fire na podstawie dokumentacji technicznej silnika z uwzględnieniem wymiarów konstrukcji cylindra silnika wraz z rozrządem zaworów, ruchem tłoka i charakterystyki wtrysku paliwa. Wspomniany moduł programu AVL Fire umożliwia zmniejszenie wielkości siatki podczas modelowania

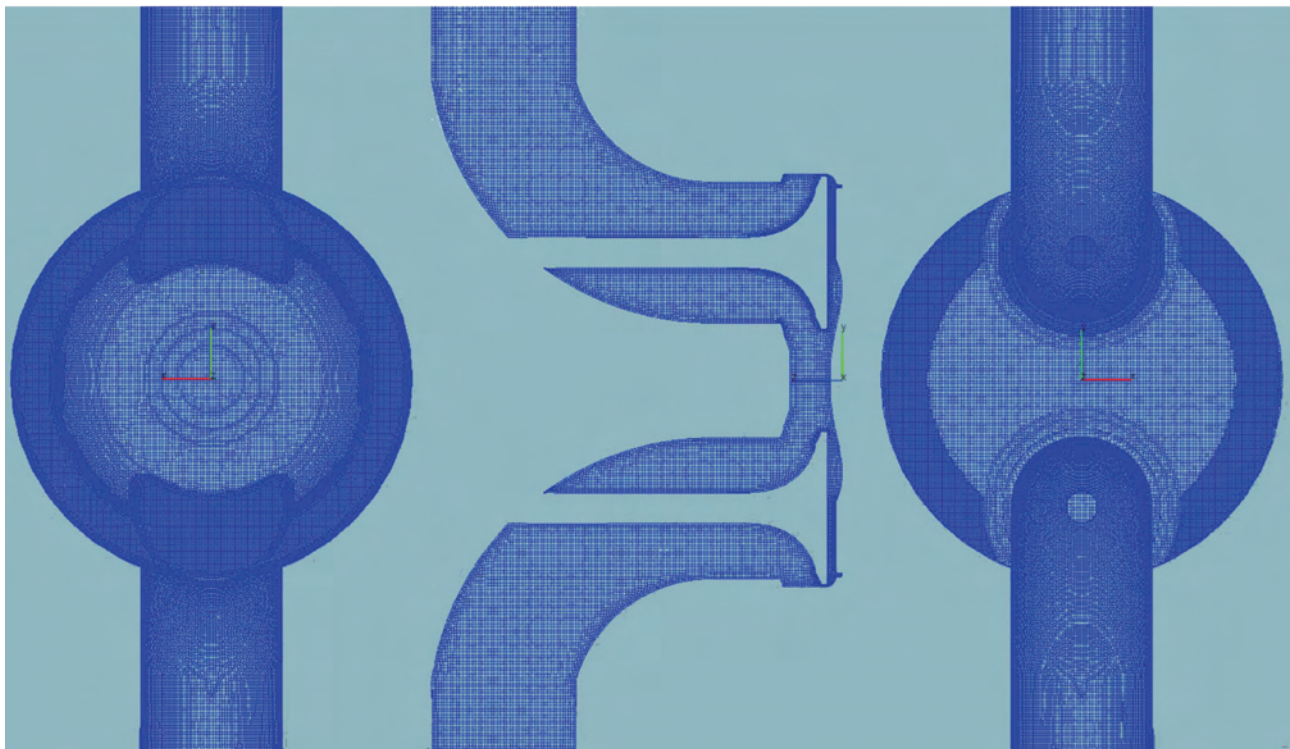


Fig. 1. Projections of the moving spatial mesh at the time of the cylinder scavenging

Rys. 1. Rzuty ruchomej siatki przestrzennej w chwili przepłukania cylindra

outlet ducts. This approach greatly reduces the calculation time. The detailed description of the moving mesh design is presented in [16] and projections of the moving spatial mesh at the time of the cylinder scavenging are presented in the Fig. 1.

Model of fuel delivery into the cylinder requires the determination of the fuel injection parameters, which significantly influence on the combustion process and consequently on the composition of the exhaust gas. These parameters of the injected fuel are: the angle of the fuel spray, quantitative characteristic of fuel injection and the selection of the brake-up and evaporation model.

The angle of the fuel spray was specified experimentally, by measurement of the injection fuel in the atmospheric conditions [15, 27]. Used in the research object the multi-hole fuel injector had marked the diameter of the holes and the angle of their location in relation to the axis of the injector. The aim of the measurements was to determine the spray cone angle of fuel injection and verification of the angle position of the holes in the injector. Measurements were made on a standard, manual stand for testing of fuel injectors, using photographic registration of 60Hz frequency and 3.1 Mpix resolution. The angle of holes location equals $72^\circ \pm 1^\circ$, and the angle of the fuel spray cone equals $6^\circ \pm 0.46^\circ$. The detailed description of mentioned measurements is presented in [15].

It should be noted, that value of the fuel spray angle, measured in the atmospheric conditions is specified low accuracy. The value of mentioned angle depends on density of fuel and mixture in the cylinder. The geometry of the fuel

wania procesu spalania do przestrzeni samego cylindra. Podejście takie w znacznym stopniu zmniejsza czas obliczeń. Pełny opis budowy siatki zaprezentowano w pracy [16], a rzuty siatki w chwili przepłukania cylindra na rys. 1.

Model dostarczania paliwa do cylindra wymaga określenia parametrów wtrysku paliwa, które w istotny sposób wpływają na proces spalania, a w konsekwencji na skład spalin. Parametrami tymi są: kąt rozwarcia strugi paliwa, charakterystyka ilościowa wtryskiwanego paliwa oraz wybór modelu rozpylania i parowania.

Kąt rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa określono eksperymentalnie, przez pomiary wtrysku paliwa w warunkach ciśnienia atmosferycznego [15]. Wykorzystywany w obiekcie badawczym wtryskiwacz paliwa z rozpylaczem wielootworkowym miał oznaczoną średnicę otworków oraz kąt ich rozmieszczenia względem osi wtryskiwacza. Celem pomiarów było określenie kąta stożka strugi paliwa oraz weryfikacja kąta położenia otworków we wtryskiwaczu. Pomiary dokonano na standardowym, ręcznym stanowisku do testowania wtryskiwaczy paliwa za pomocą rejestracji fotograficznej z częstotliwością 60 Hz i rozdzielczością 3,1 Mpix. Kąt położenia otworków we wtryskiwaczu został ustalony na wartość $72^\circ \pm 1^\circ$, natomiast kąt stożka strugi paliwa był równy $6^\circ \pm 0,46^\circ$. Przebieg pomiarów bezpośrednich zaprezentowano w pracy [15].

Należy zaznaczyć, że wartość kąta strugi paliwa, zmierzona w warunkach ciśnienia atmosferycznego, została określona jedynie orientacyjnie. Wartość tego kąta uwarunkowana jest stosunkiem gęstości paliwa do gęstości ośrodka, do którego paliwo jest wtryskiwane, a geometria

spray depends on the shape [2] and position of the injector holes [20], the shape of holes edges and fuel properties [26], the movement of the mixture in the cylinder [19], and the process of fuel evaporation [21] also.

Quantitative characteristic of the fuel injection into the cylinders has a significant effect on the combustion process and the composition of the exhaust gas. Measuring the fuel injection pressure in the fuel line between, the fuel pump and the fuel injector allows to identify the characteristic of the fuel spray injected into the cylinder. For this reason, it is necessary to define and implement into the model the beginning of fuel injection, fuel injection time and the characteristic of the fuel injection.

In the classical construction of fuel equipment in the Diesel engine, the start of the fuel injection into the cylinders is set on the constant value of the angular position of the camshaft. The end of injection is determined by the position of the fuel rack, causing the rotation of the Bosch type fuel injection pump. In order to determine the angular position of the crankshaft during the beginning of fuel injection a vertical glass tube filled with fuel was installed at the fuel pump outlet. Angular position of the crankshaft for the start of the fuel injection was read for the moment, which fuel level in the glass tube began increasing. Observed angular position of the engine crankshaft for the beginning of fuel injection equals $18^\circ \pm 0.5^\circ$ before TDC.

Time and characteristics of fuel injection into the engine cylinders have been calculated on the basis of the analysis of the fuel pressure characteristic measured behind fuel injectors of the research object [12]. Fig. 2a presents the example of the fuel pressure characteristic measured during the engine operation at the 250 kW load. The horizontal line on the Fig. 2a presents the opening pressure of the fuel injector. It was assumed that the characteristic of the fuel pressure above the horizontal line is proportional to the

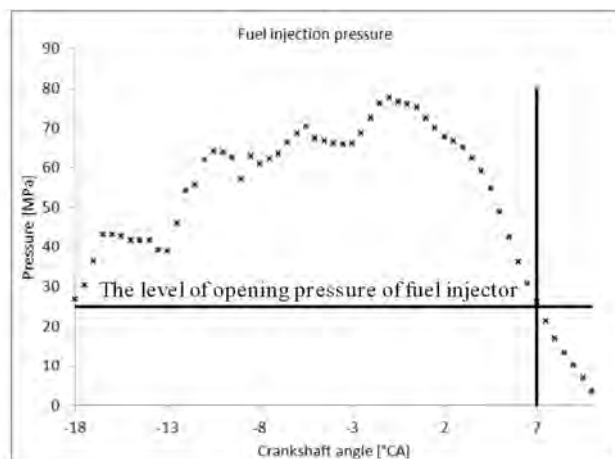
strugi paliwa zależy również od kształtu [2] i położenia otworków wtryskiwacza [20], kształtu krawędzi otworków oraz właściwości paliwa [26], ruchu mas w ośrodku [19] i przebiegu procesu parowania paliwa [21].

Charakterystyka ilościowa wtrysku paliwa do cylindrów ma istotny wpływ na przebieg procesu spalania i skład gazów wylotowych. Pomiar charakterystyki ciśnienia wtrysku paliwa w przewodzie paliwowym łączącym pompę wtryskową z wtryskiwaczem paliwa umożliwia określenie masowej charakterystyki strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra. Z tego powodu konieczne jest określenie i zaimplementowanie do modelu początku wtrysku paliwa, czasu wtrysku paliwa oraz charakterystyki wtrysku paliwa.

W klasycznej konstrukcji aparatury paliwowej silnika o zapłonie samoczynnym początek wtrysku paliwa do cylindrów jest ustalony przez producenta na stałą wartość kąтового położenia wału rozrządu. Koniec wtrysku jest determinowany położeniem listwy paliwowej, powodującej obrót tłoczków pomp wtryskowych typu Boscha. Do określenia kąтового położenia wału korbowego obiektu badawczego dla początku wtrysku paliwa zainstalowano pionową rurkę szklaną, wypełnioną paliwem na króciec tłoczny pompy wtryskowej. Kątowe położenie wału korbowego dla początku wtrysku paliwa odczytano dla chwili, w której rozpoczął się wzrost poziomu paliwa w rurce szklanej. Odczytany kąt początku wtrysku paliwa do cylindrów obiektu badawczego wynosił $18^\circ \pm 0,5^\circ$ przed głównym martwym położeniem tłoka.

Czas oraz charakterystyka wtrysku paliwa do cylindrów obiektu badawczego zostały obliczone na podstawie analizy charakterystyki ciśnienia paliwa, zmierzonej na przewodach paliwowych przed wtryskiwaczami obiektu badawczego [12]. Na rysunku 2a zaprezentowano przykładową charakterystykę ciśnienia wtrysku paliwa, zarejestrowaną podczas pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny, z obciąż-

a)



b)

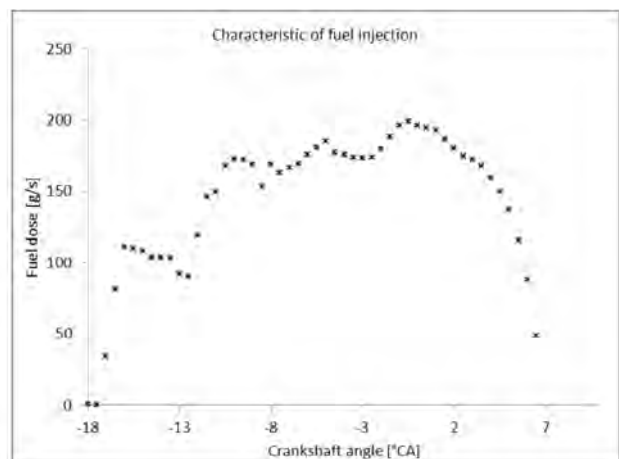


Fig. 2. The method of fuel injection characteristic determination: a) the example of the fuel injection pressure characteristic, b) obtained mass characteristic of the fuel injection

Rys. 2. Metoda wyznaczania masowej charakterystyki wtrysku paliwa: a) przykładowa charakterystyka ciśnienia wtrysku paliwa, b) uzyskana masowa charakterystyka wtrysku paliwa

mass characteristic of the fuel injection. This assumption is correct for neglecting of the inertia of moving parts of the fuel injector and the delay of the fuel injection, resulting from the length and shape of the hydraulic hose between the measuring sensor and the injector. The mass of injected fuel was calculated on the basis of the measurement of fuel consumption, and the characteristic of the fuel injection has been determined on the basis of characteristic of the injection pressure.

It was assumed that, according to Bernoulli equation, the mass flow of the injected fuel is proportional to the square root of the pressure difference between fuel and the combustion chamber. The example of the mass characteristic of the fuel injection is presented in Fig. 2b.

The WAVE fuel brake-up model [6] with the Wakisaka modification [29] and the Dukowicz evaporation model [4] were used in this work. The 3Z-ECFM [3] model of combustion process was chosen. This model allows to the auto-ignition point calculation also. Considered model is based on the Euler description [32]. The amount and the composition of the mixture in each finite volumes of the moving mesh are based on the average of Navier-Stokes equations and continuity equations. The turbulent flow in the finite volume model was calculated by the k-zeta-f model [8]. The SIMPLE model [11] was used to pressure correction in the finite volumes during the iterative calculations. Values of under relaxation factors were corrected for all balance equations and all considered angular positions of the crankshaft. The selection of mentioned factors allows to obtain correct results in no more than 100 iterations for each equation with assumed accuracy of the calculations at the level of 1%. The "upwind" differential scheme was used to calculate energy balances and turbulent flows. The central scheme of differential equations was used to calculate the flow continuity equations. The variable step of calculations was defined also. During the compression stroke, the calculation step equals 1° of the crankshaft angular position. This step was reduced to the value of 0.02° of the angular crankshaft position at the time of the fuel brake-up, evaporation and ignition and during the early stage of exhaust valve opening. The average number of calculation steps equals 2830 for a full rotation of the crankshaft.

Chemical reactions of the combustion process in the 3Z-ECFM model taking place in a relatively small volume of the cylinder. It's assumed that in this area the homogeneous mixture of fuel and air is combusted. The alternate fuel composition in the form of a mixture of hydrocarbons with molar ratio of carbon to hydrogen equals $C_{13}H_{23}$ was adopted. The stoichiometric equations were used to determine the molar concentration of chemicals involved in the mechanisms of the NO_x formation also. The Zeldowicz's and the Fenimore mechanisms are used simultaneously.

The heat transfer phenomena were implemented for each finite volumes, located on the exterior surfaces of the moving mesh. The third type of boundary conditions was

żeniem równym 250 kW. Na charakterystyce wyznaczono linię poziomą, określającą ciśnienie otwarcia wtryskiwacza. Przyjęto, że charakterystyka ciśnienia paliwa powyżej linii poziomej jest proporcjonalna do charakterystyki wtrysku paliwa. Założenie to jest słuszne w przypadku pominięcia bezwładności elementów ruchomych wtryskiwacza oraz opóźnienia wtrysku paliwa, wynikających z długości i kształtu przewodu hydraulicznego między czujnikiem pomiarowym a wtryskiwaczem. Masę wtryskiwanego paliwa przypadającą na jedną dawkę paliwa w cylindrze obliczono na podstawie pomiaru zużycia paliwa, natomiast charakterystykę wtrysku paliwa wyznaczono na podstawie charakterystyki ciśnienia wtrysku.

Przyjęto przy tym, że zgodnie z równaniem Bernoulliego, strumień masy wtryskiwanego do cylindra paliwa jest proporcjonalny do pierwiastka z różnicy ciśnień paliwa i ośrodka. Uzyskaną przykładową charakterystykę dawki paliwa przedstawiono na rys. 2b.

W niniejszej pracy zastosowano model rozpylania paliwa WAVE [6] z modyfikacją Wakisaka [29] oraz model parowania Dukowicza [4]. Modelowanie procesu spalania przeprowadzono z zastosowaniem modelu 3Z-ECFM [3], który określa również punkt samozapłonu paliwa. W rozważanym modelu zastosowano opis Eulera [32]. Ilość i skład mieszaniny w każdej objętości skończonej ruchomej siatki przestrzennej są obliczane na podstawie uśrednionych równań Naviera-Stokesa i ciągłości przepływu. Do uśrednienia przepływu turbulentnego w objętościach skończonych zastosowano model k-zeta-f [8]. Posłużono się przy tym iteracyjnym algorytmem obliczeniowym SIMPLE [11] do korekcji ciśnienia w objętościach skończonych. Dokonano przy tym doboru współczynników podrelaksacji (under relaxation factors) dla każdego z rozpatrywanych równań bilansowych i każdego położenia wału korbowego. Dobór wspomnianych współczynników umożliwił uzyskanie poprawnych wyników w nie więcej niż 100 iteracji dla każdego równania, przy założonej dokładności obliczeń na poziomie 1%. Do obliczeń wartości parametrów z równań bilansowych zastosowano metody rozwiązywania równań hiperbolicznych pierwszego rzędu w postaci schematu różnicowego „upwind” do obliczania bilansów energii i przepływów turbulentnych oraz schematu różnicowego centralnego do obliczania równań ciągłości przepływu. Zdefiniowano również zmienny krok obliczeń. Podczas suwu sprężania krok obliczeń był równy 1° kątowego położenia wału korbowego. Krok ten ulegał zmniejszeniu do wartości $0,02^\circ$ położenia wału korbowego w chwili rozpylania paliwa, zapłonu i początku otwarcia zaworu wylotowego. Średnia liczba kroków obliczeń wynosiła około 2830 dla pełnego obrotu wału korbowego.

W modelu 3Z-ECFM reakcje chemiczne procesu spalania zachodzą w stosunkowo niewielkiej objętości przestrzeni cylindrowej na mieszaninie homogenicznej paliwa i powietrza. Do modelowania przyjęto zastępczy skład paliwa w postaci mieszaniny węglowodorów o stosunku molowym węgla do wodoru $C_{13}H_{23}$. Zastosowano również równania stechiometryczne do wyznaczenia stę-

used, by describing the flow of heat through the engine cylinder components to the cooling system by the radiation and the conduction phenomena. The constant values of the heat transfer coefficient, the thermal resistance and the emissivity were adopted. Boundary and initial conditions were determined on the basis of laboratory tests, which are described in detail in [12–14].

3. The model results and validation

Presented model allows to calculation parameters of the combustion process in the cylinder of the marine, turbocharged, 4-stroke, Diesel engine type AL25/30. Such engines are commonly used on the ships as propulsion of power generators (i.e. „Dar Młodzieży”, „Stena Spirit”). The engine parameters are presented in the Tab. 1.

The analysis of the calculation results is possible only after positive validation with results obtained by laboratory measurements. For this reason, characteristics of the combustion pressure in the engine cylinder and exhaust gas composition were validated. The measurement data, used to validate the parameters and initial and boundary conditions, applied to modeling were collected during the measurements described in the aforementioned work [12]. The Fig. 3 presents comparison of measured and calculated parameters. According to presented results the mean error of calculation for the combustion pressure equals 1.13% for the mean indication pressure (MIP) and 1.42% for the maximum combustion pressure for all considered loads of the engine. It should be noted that MIP is understood to mean value of pressure for overall volume of the cylinder and the engine operation with closed cylinder valves. Maximum differences between calculated and measured values of the combustion pressure were obtained for 70 kW of the engine load in the case of the maximum combustion pressure and for 50 kW of load in the case of the MIP. Mentioned differences equals 6.8% and 4.3% respectively. The scientific target of the paper is the modeling of the combustion process for the exhaust gas composition. For this reason on the Fig. 3 results of mole fraction validation for oxygen (O_2), carbon oxide (CO), CO_2 and NO_x for the engine operated at constant speed equals 750 rpm are presented. The composition of the exhaust gas at the time

żeń molowych związków chemicznych, biorących udział w mechanizmach powstawania NO_x . Zastosowano łącznie mechanizm Zeldowicza oraz Fenimore’a.

W prezentowanym modelu wymiana ciepła jest zaimplementowana do każdej objętości skończonej, usytuowanej na zewnętrznych powierzchniach ruchomej siatki przestrzennej. Zastosowano warunki brzegowe trzeciego rodzaju, w postaci określenia natężenia przepływu ciepła przez elementy konstrukcyjne cylindra silnika do układu chłodzenia dzięki promieniowaniu i przewodzeniu ciepła. Przyjęto przy tym stałe wartości współczynnika przejmowania ciepła, oporu termicznego i emisyjności.

Warunki brzegowe i początkowe wyznaczono na podstawie badań laboratoryjnych, których przebieg przedstawiono w pracach [12–14].

3. Walidacja i wyniki modelowania

Prezentowany model umożliwił obliczenie parametrów procesu spalania w 4-suwowym, turbodoładowanym silniku okrętowym o zapłonie samoczynnym typu AL25/30. Silniki tego typu są powszechnie stosowane na statkach jako jednostki napędowe generatorów prądowców (min. „Dar Młodzieży”, „Stena Spirit”). Podstawowe parametry silnika podano w tabeli 1.

Analiza uzyskanych wyników obliczeń jest możliwa tylko po pozytywnej walidacji z wynikami pomiarowymi. Z tego względu dokonano walidacji charakterystyki ciśnienia spalania w cylindrze silnika oraz składu spalin. Dane pomiarowe zastosowane do walidacji oraz parametry początkowe i brzegowe zastosowane do modelowania zostały zebrane podczas pomiarów, opisanych w pracy [12]. Na rysunku 3 zaprezentowano porównanie wspomnianych parametrów obliczonych z wartościami wyznaczonymi na drodze pomiarów bezpośrednich. Zgodnie z prezentowanymi wynikami średni błąd obliczeń dla ciśnienia spalania wynosił 1,13% dla średniego ciśnienia spalania i 1,42% dla maksymalnego ciśnienia spalania dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń. Należy zaznaczyć, że średnie ciśnienie spalania rozumiane jest tu jako wartość średnia ciśnienia dla całej objętości cylindra i okresu pracy silnika z zamkniętymi zaworami cylindrowymi. Największe różnice obliczonych wartości ciśnienia spalania w stosunku

Table 1. The laboratory engine parameters [13]
Tabela 1. Podstawowe parametry silnika AL25/30 [13]

Parameter/ parametr	Value/wartość	Unit/jednostka
Max. electric power/moc maksymalna	250	kW
Rotational speed/prędkość obrotowa	750	rpm
Cylinder number/liczba cylindrów	3	–
Cylinder bore/średnica cylindra	250	mm
Stroke/skok tłoka	300	mm
Compression ratio/stopień sprężania	12.7	–
Injector nozzle/wtryskiwacz paliwa		
Holes number/liczba otworków	9	–
Holes diameter/średnica paliwa	0.325	mm
Opening pressure/ciśnienie otwarcia	25	MPa

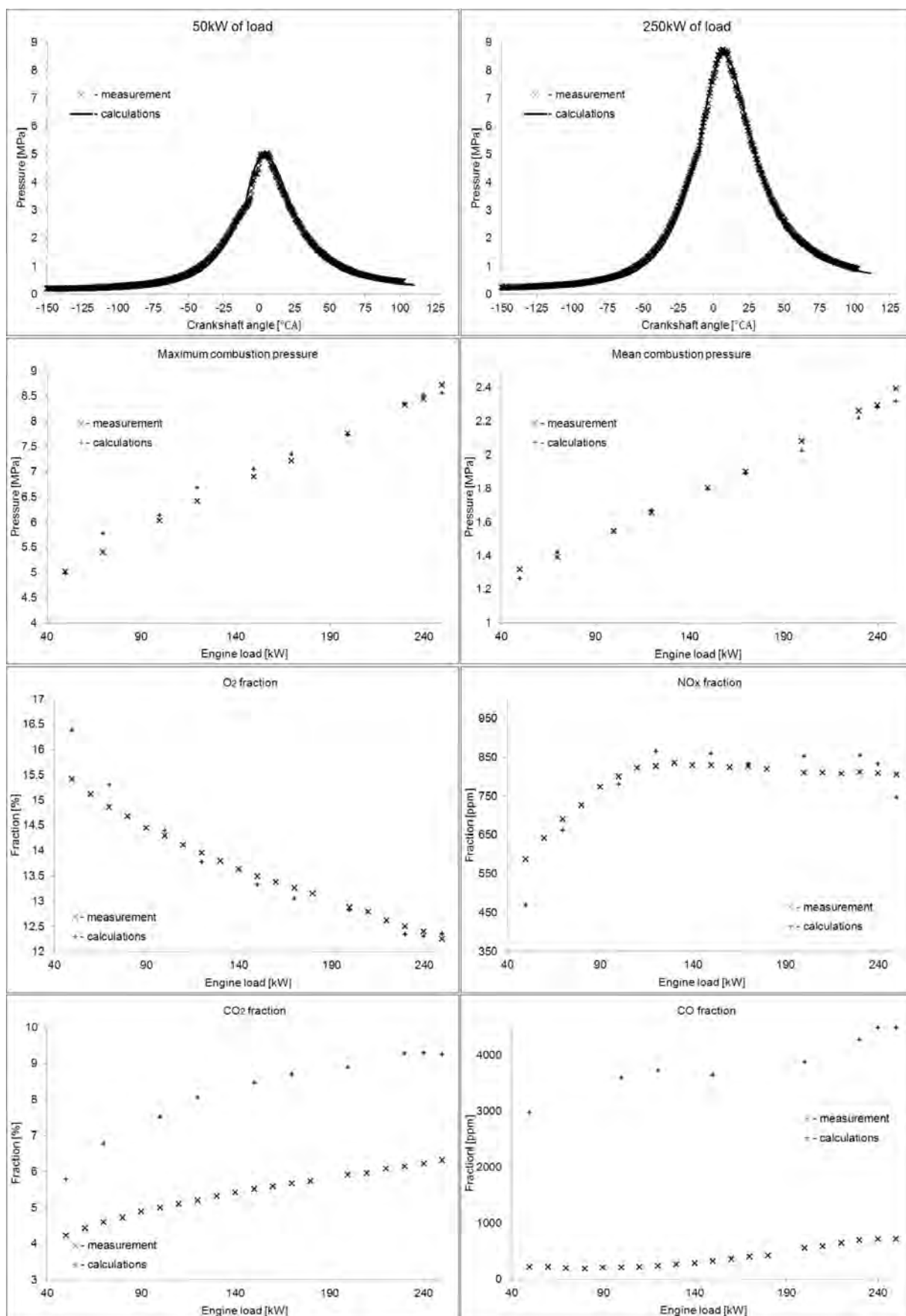


Fig. 3. Results of validation of calculated combustion pressure and the chosen chemical components of the exhaust gas

Rys. 3. Wyniki walidacji obliczonych wartości ciśnienia spalania i wybranych składników spalin

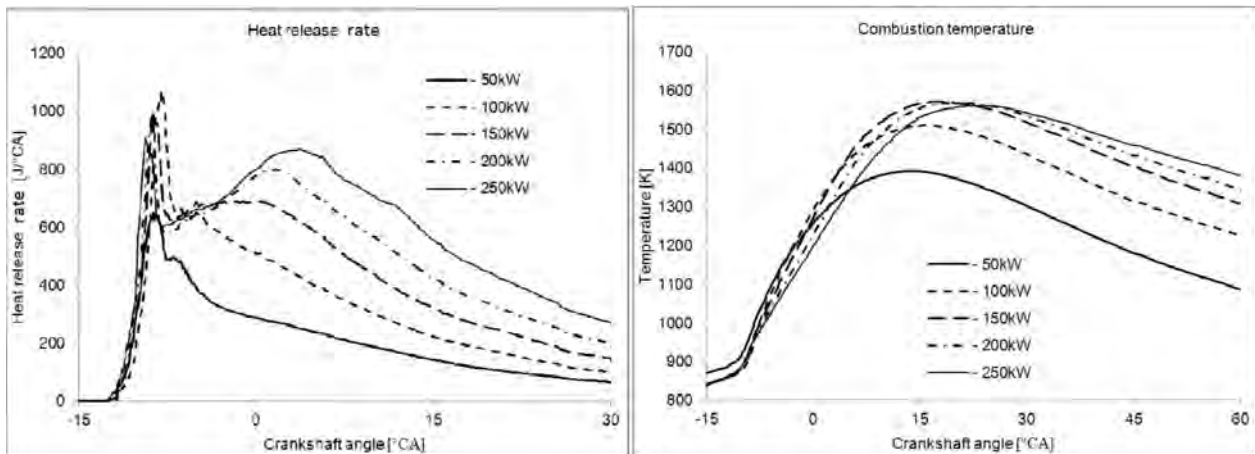


Fig. 4. Calculated the heat release rate and the mean combustion temperature for the overall volume of the cylinder
 Rys. 4. Obliczone szybkość wywiązywania się ciepła i średnia, dla całej objętości cylindra, temperatura spalania

of exhaust gas open was adopted. According to obtained results the mean error of calculation for O_2 mole fraction equals 0.4% in relation to measured values and the maximum error equals 6.3% in the case of 50 kW of the engine load. The maximum error for the NO_x mole fraction was observed in mentioned the engine load also. The maximum error equals 20% and the mean error for all considered loads of the engine equals 1.2%.

The obtaining of valid results of fraction calculation of chemical compounds with carbon in the exhaust gas was failed. According to results presented in Fig. 3 the mean error of calculation in relation to measured values equals 49.4% for the CO_2 fraction in the exhaust gas. Calculated values of CO fraction in the exhaust gas was average 5 times larger for 200–250 kW loads of the engine and it was increased with the engine load decreasing up to 16 times of the measured fraction. The possible reason of this fact is especially in poorly determining the shape of the fuel spray injected into the cylinder. As mentioned earlier, the shape of the injected fuel was measured in the atmospheric conditions. According to this, the next step of the research is the determination of mentioned parameter for the backpressure value closer to the values in the combustion chamber of the engine.

The Fig. 4 presents results of calculation of the heat release rate and the combustion temperature for considered loads of the engine.

Left side of the Fig. 4 presents the classic course of the heat release rate for Diesel engines. The heat release rate rapid increases after the fuel auto-ignition process. This is due to the combustion of the fuel dose, which evaporated until auto-ignition. This is named the kinetic stage of the fuel combustion. The following of the vapor fuel combustion, the heat release rate decreases. The fuel combustion from the larger droplets of fuel occurs. This stage of combustion is controlled by the diffusion phenomena, which course is slower than the kinetics stage of the combustion. According to presented results the increase of the engine load causes the increase of the combustion speed. It should

do wartości zmierzonych uzyskano dla obciążenia silnika 70 kW przy maksymalnym ciśnieniu spalania i dla obciążenia 50 kW przy średnim ciśnieniu. Różnice te wynosiły odpowiednio 6,8% i 4,3%.

Celem tej pracy było modelowanie procesu spalania w silniku do oceny składu emitowanych spalin, dlatego na rys. 3 zaprezentowano wyniki walidacji udziałów tlenu (O_2), tlenku węgla (CO) oraz CO_2 i NO_x dla pracy silnika ze stałą prędkością obrotową równą 750 obr/min. Przyjęto przy tym obliczony skład spalin w chwili otwarcia zaworu wylotowego. Zgodnie z uzyskanymi wynikami średni błąd udziałów tlenu w spalinach wynosi 0,4% w stosunku do wartości zmierzonych, przy błędzie maksymalnym wynoszącym 6,3% dla obciążenia silnika równego 50 kW. Dla takiego obciążenia uzyskano również największy błąd dla udziałów NO_x w spalinach. Wynosił on 20% przy średnim błędzie 1,2% dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń. Nie uzyskano wiarygodnych wyników obliczeń dla udziałów związków węgla w spalinach. Zgodnie z wynikami zaprezentowanymi na rys. 3, średni błąd obliczeń w stosunku do wartości zmierzonych wynosił 49,4% dla udziałów CO_2 . Obliczone wartości udziałów CO w spalinach były średnio 5-krotnie większe dla obciążenia silnika w przedziale 200–250 kW i zwiększyły się ze zmniejszeniem obciążenia silnika aż do 16-krotnej wartości udziałów zmierzonych. Przyczyn tego należy upatrywać przede wszystkim w niedostatecznie pewnym określeniu kształtu strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra. Jak już wspomniano, kąt rozwarcia strugi paliwa został zmierzony w warunkach ciśnienia atmosferycznego. Z tego powodu dalszym etapem badań jest określenie wspomnianych parametrów dla ciśnienia zbliżonego do wartości odpowiadających warunkom panującym w cylindrze silnika.

Na rysunku 4 podano wyniki obliczeń szybkości oraz średniej, dla całej objętości cylindra, temperatury spalania dla rozpatrywanych obciążeń silnika.

Z lewej strony rys. 4 można zaobserwować klasyczny przebieg szybkości spalania dla silników o zapłonem

be noted, that for relatively low the engine loads the combustion process is determined by the kinetic combustion. It means that until the auto-ignition the most injected into the cylinder fuel dose is evaporated. The increase of the engine load causes the extension of the combustion process. The diffusive stage of the combustion begins to dominate in this case. The effect of this is the second increase of the combustion speed, observed in the Fig. 4. As the result of the extension of the diffusive phase of the combustion process the stabilization of maximum temperature of the combustion process with the increase of the engine load can be observed. Presented results are qualitatively similar to results presented by other authors [9].

4. Conclusions

The paper presents the combustion process model in the marine, turbocharged, 4-stroke, Diesel engine. The main scientific aim of the work is the assessment of the exhaust gas composition. The multi zone, 3-dimensional model of combustion process on the basis on the moving mesh was prepared. Obtained model allows to analysis the phenomena conducted in the engine cylinder. The validation of calculation results confirms the compliance of combustion pressure calculation results with measured values. Results of calculation of the NO_x and O_2 fractions in the exhaust gas were validated also. According to obtained results, the mean value of the oxygen fraction in exhaust gas equals 0.4% in relation to measured values. The maximum error for the oxygen fraction equals 6.3%. The mean error of calculation for NO_x fraction equals 1.2% in relation to measured values. We do not get the correct results of calculations for the carbon chemical compounds fractions in exhaust gas. The reasons for this state of affairs the author sees in the wrong estimation of the angle of injected fuel. The increase of injection environment pressure causes the increase of the angle of the injected fuel spray. According to this statement, scientific researches on the fuel spray phenomena were continued.

The project was supported by the National Science Centre in Poland, granted on the basis of decision No. DEC-2011/01/D/ST8/07142

The project was supported by AVL Company according to University Partnership Program and license of AVL Fire software

Praca została sfinansowana przez Narodowe Centrum Nauki na podstawie decyzji Nr DEC-2011/01/D/ST8/07142 oraz była wspierana przez firmę AVL, producenta oprogramowania Fire i Boost, zgodnie z programem partnerskim „University Partnership”.

samoczynnym. Po samozapłonie paliwa przyrost energii jest gwałtowny, co jest spowodowane spalaniem tej części paliwa, która odparowała do chwili samozapłonu. Jest to tak zwany kinetyczny etap spalania paliwa. Po spalaniu par paliwa szybkość spalania maleje. Następuje spalanie paliwa z większych kropeł w strudze. Ten etap spalania jest kontrolowany przez zjawiska dyfuzji, których przebieg jest wolniejszy od spalania kinetycznego. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost obciążenia silnika powoduje wzrost szybkości spalania. Należy zaznaczyć, że przy relatywnie małych obciążeniach silnika proces spalania jest zdominowany przez spalanie kinetyczne. Oznacza to, że do chwili samozapłonu większość wtryskiwanej do cylindra dawki paliwa jest już odparowana. Wzrost obciążenia sprzyja wydłużeniu procesu spalania – wtedy w procesie spalania zaczynają dominować zjawiska dyfuzji. Efektem tego jest ponowny wzrost szybkości spalania (obserwowany na rys. 4). W wyniku wydłużenia etapu dyfuzyjnego procesu spalania można zaobserwować pewną stabilizację maksymalnej temperatury procesu spalania wraz ze wzrostem obciążenia silnika. Prezentowane wyniki są jakościowo zbliżone z wynikami dostępnymi w literaturze przedmiotu [9].

4. Wnioski

W pracy zaprezentowano model procesu spalania w 4-suwowym, okrętowym, turbodoładowanym silniku o zapłonie samoczynnym. Celem modelowania było określenie składu spalin. Zastosowano wielostrefowy trójwymiarowy model procesu spalania, zbudowany na podstawie ruchomej siatki przestrzennej. W wyniku prezentowanych prac zbudowano model, który umożliwia analizę zjawisk zachodzących w cylindrze silnika podczas procesu spalania. Walidacja obliczeń potwierdziła zgodność uzyskanych wyników ciśnienia spalania z wartościami zmierzonymi. Pozytywnie zwalidowane zostały również wyniki udziałów NO_x i O_2 w spalinach silnika. Zgodnie z uzyskanymi wynikami średni błąd udziałów tlenu w spalinach wynosi 0,4% w stosunku do wartości zmierzonych, przy błędzie maksymalnym wynoszącym 6,3%. Średni błąd dla udziałów NO_x wynosił 1,2% w stosunku do wartości zmierzonych. Nie uzyskano poprawnych wyników dla udziałów związków węgla w spalinach. Przyczyn tego autor niniejszego artykułu upatruje w nieprawidłowym oszacowaniu kąta strugi wtryskiwanego paliwa. Zwiększenie ciśnienia ośrodka, do którego wtryskiwane jest paliwo powoduje wzrost kąta stożka strugi paliwa. Zastosowano bowiem kształt strugi paliwa zmierzony w warunkach ciśnienia atmosferycznego.

Bibliography/Literatura

- [1] Arrègle J., López J.J., García J.M., Fenollosa C. Development of a zero-dimensional Diesel combustion model, *Appl Therm Eng.* 2003;23(11):1319-1331. doi:10.1016/S1359-4311(03)00080-2.
- [2] Brusiani F., Falfari S., Pelloni P. Influence of the Diesel Injector Hole Geometry on the Flow Conditions Emerging from the Nozzle, *Energy Procedia* (2014) 45, 749-758.
- [3] Colin O., Benkeida A. The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion, *Oil & Gas Science and Technology* 59-6 (2004), 593-609.
- [4] Dukowicz J.K. Quasi-steady droplet change in the presence of Convection, Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory. LA7997-MS.
- [5] Eaton A.M, Smoot L.D., Hill S.C., Eatough C.N. Components, formulations, solutions, evaluation, and application of comprehensive combustion models, *Prog Energy Combust Sci.* 1999;25(4):387-436. doi:10.1016/S0360-1285(99)00008-8.
- [6] Fushui L., Lei Z., Baigang S., Zhijie L., Schock H.J. Validation and modification of WAVE spray model for diesel combustion simulation, *Fuel* 87 (2008) 15-16, 3420-3427.
- [7] Ghojel J., Honnery D. Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines, *Appl Therm Eng.* 2005;25(14-15):2072-2085. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.01.016.
- [8] Hanjalić K., Popovac M., Hadžiabdić M. A robust near-wall elliptic relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 25-6 (2004) 1047-1051.
- [9] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [10] Jurdziński M. Planowanie efektywności energetycznej statków morskich. *Prace Wydziału Nawigacyjnego Akademii Morskiej w Gdyni*, 2013; 28:5–10.
- [11] Kaludercic B. Parallelisation of the Lagrangian model in a mixed Eulerian–Lagrangian CFD algorithm, *J Parallel Distrib Comput.* 64-2 (2004) 277-284.
- [12] Kowalski J. An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine with fuel Injector malfunctions, *Polish Maritime Research*, 23 (2016) 1, 77-84. doi.org/10.1515/pomr-2016-0011.
- [13] Kowalski J. An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine in case of cylinder val-ves leakage, *Polish Maritime Research*, 22 (2015) 3, 90-98. doi.org/10.1515/pomr-2015-0061.
- [14] Kowalski J. An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine with fuel pump malfunctions, *Applied Thermal Engineering*, 65 (2014) 469-476. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.028.
- [15] Kowalski J. Analiza parametrów rozpylania i parowania paliwa z wtryskiwacza 4-suwowego silnika okrętowego, *Zeszyty Naukowe AM.* (2014) 83, 98-109.
- [16] Kowalski J., Jaworski P. 3D mesh model for RANS numerical research on marine 4-stroke engine, *Journal of Polish CIMAC.* 9 (2014) 1, 87-94.
- [17] Kuo K.K. *Principles of combustion*, Wiley. New Jersey 2005.
- [18] Mohamed Ismail H., Ng H.K., Gan S. Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder diesel engine simulation, *Appl Energy.* 2012;90(1):271-279. doi:10.1016/j.apenergy.2010.12.075.
- [19] Moon S., Bae C., Choi J., Abo-Serie E. The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector, *Fuel* 86 (2007) 3, 400-409.
- [20] Park S.W., Reitz R.D., A gas jet superposition model for CFD modeling of group-hole nozzle sprays, *Int J Heat Fluid Flow* 30 (2009) 6, 1193-1201.
- [21] Pastor J., Javierlopez J., Garcia J. A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays, *Fuel* 87 (2008) 13-14, 2871-2885.
- [22] Poinot T., Veynante D. *Theoretical and numerical combustion*, Edwards 2005.
- [23] Rakopoulos C.D., Antonopoulos K., Rakopoulos D.C., Hountalas D.T. Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends. *Energy Convers Manag.* 2008;49(4):625-643. doi:10.1016/j.enconman.2007.07.035.
- [24] Rakopoulos C.D., Antonopoulos K., Rakopoulos D.C. Development and application of multi-zone model for combustion and pollutants formation in direct injection diesel engine running with vegetable oil or its bio-diesel, *Energy Convers Manag.* 2007;48(7):1881-1901. doi:10.1016/j.enconman.2007.01.026.
- [25] Şahin Z., Durgun O. Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters, *Appl Therm Eng.* 2008;28(17-18):2245-2256. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.01.002.
- [26] Samimi Abianeh O., Chen CP. A discrete multicomponent fuel evaporation model with liquid turbulence effects, *Int J Heat Mass Transf.* 55 (2012) 23-24, 6897-6907.
- [27] Soid S.N., Zainal Z.A. Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques – A review, *Energy* 36 (2011) 2, 724-741.
- [28] Varol Y., Oztop H.F., Firat M., Koca A. CFD modeling of heat transfer and fluid flow inside a pent-roof type combustion chamber using dynamic model, *Int Commun Heat Mass Transf.* 2010;37(9):1366-1375. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.07.003.
- [29] Wakisaka T. et al. Numerical Prediction of Mixture Formation and Combustion Processes in Premixed Compression Ignition Engines, *COMODIA* (2001) 426.
- [30] Załącznik VI do konwencji MARPOL 73/78. Przepisy o zapobieganiu zanieczyszczeniu powietrza przez statki oraz kodeks techniczny NO_x, Wydawnictwa Polskiego Rejestru Statku. Gdańsk 2000.
- [31] Zhou P., Zhou S., Clelland D. A modified quasi-dimensional multi-zone combustion model for direct injection diesels, *Int J Engine Res.* 2006;7(4):335-345. doi: 10.1243/14680874JER02604.
- [32] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. *Finite Element Method*, Vol. 3 – Fluid Dynamics. Fifth Edition, Butterworth-Heinemann. Oxford 2000.

Jerzy Kowalski, DSc. DEng. – doctor in the Faculty of Marine Engineering at Gdynia Maritime University.

Dr hab. inż. Jerzy Kowalski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Akademii Morskiej w Gdyni.
e-mail: jerzy95@vega.am.gdynia.pl





VII INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

27th-29th June 2017



Invitation and call for papers

ANNOUNCEMENT 2

DEADLINES

- | | | |
|-------------------|---|-------------------------------------|
| January 31, 2017 | – | Abstract submission |
| February 15, 2017 | – | Notification of abstract acceptance |
| March 31, 2017 | – | Papers submission |
| April 30, 2017 | – | Notification of paper acceptance |
| June 27-29, 2017 | – | CONGRESS PTNSS 2017 |

Poznan University of Technology
60-965 Poznan, Piotrowo 3 Street, POLAND



VII INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

27th-29th June 2017



TOPICS

The Congress will constitute an opportunity to discuss the latest achievements in such fields as design, manufacture, research and the ecological impact of internal combustion engines and fuels. The main topics of the Congress:

- Fuel injection systems and mixture formation
- Combustion processes control in SI and CI engines
- Engine thermal loading and utilization of heat released
- Alternative fuels
- Emission measurements and after treatment
- Alternative sources of power
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine technology

FOR PARTNERS FROM INDUSTRY AND SERVICES

Please accept our kind invitation to attend the VII International PTNSS Congress. We would like to create an opportunity to present achievements of science and industry.

APPLICATION

If you wish to participate in the Congress, please register at www.congress.ptnss.pl

ABSTRACTS

Abstracts of papers (200-250 words), including the title, the author's name(s), affiliation and address, fax, phone numbers and e-mail should be sent with www.congress.ptnss.pl after logging. The paper authors should also fill in the application form.

ACCOMMODATION

Congress participants can choose accommodation in one of the hotels in Poznan. There are the following possibilities of accommodation in single or double room in the hotels:

Hotel Ibis (800 m), www.ibis.com

Park Hotel (1.6 km), poznan.hotelepark.pl

Hotel Novotel Poznan Centrum (2 km), www.novotel.com

Hotel Włoski (2.2 km), hotelwloski.pl

Hotel Novotel Poznan Malta (2.3 km), www.novotel.com

CONGRESS FEE

Participants*)	410 €
Participants – the PTNSS member*)	370 €
Accompanying person**)	250 €

*) Congress fee includes: admission to all the Congress sessions and excursions, the Congress proceedings, lunches, gala dinner and barbecue.

***) Congress fee includes: lunches, gala dinner and barbecue.

PAYMENT

Payment transfer to:

Bank: PEKAO S.A. O/Bielsko-Biała

BIC/SWIFT: PKOPPLPW

IBAN: PL 92 1240 6449 1111 0000 5290 4552

please add a note:

PTNSS CONGRESS 2017 – Name and Surname

Poznan University of Technology
60-965 Poznan, Piotrowo 3 Street, POLAND



VII INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

27th-29th June 2017



CONGRESS LOCATION

VII International Congress on Combustion Engines will be held at the Poznan University of Technology in Poznan, which is located in a Campus "Warta".

CONTACT

ORGANIZATION OFFICE:

Prof. Jerzy Merkisz – **President for Organization**

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl

Prof. Jacek Pielecha – **Secretary for Organization**

e-mail: kongres_org@ptnss.pl

Tel/fax: +48 61 665 21 18/+48 61 665 22 04

GSM +48 607 593 638

Prof. Antoni Świątek – **President for Industry Exhibition**

e-mail: antoni.swiatek@bosmal.com.pl

Tel: +48 33 813 05 40

Prof. Marek Idzior – **Vice-President for Industry Exhibition**

e-mail: marek.idzior@put.poznan.pl

Tel: +48 61 665 21 19

MSc Dawid Gallas – **Secretary for Industry Exhibition**

e-mail: dawid.p.gallas@doctorate.put.poznan.pl

Tel/fax: +48 61 647 27 91/+48 61 665 22 04

GSM +48 880 237 230

PhD Piotr Bielaczyc – **President for Foreign Participants**

e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl

Tel: +48 33 813 05 98

GSM +48 698 637 991

MSc Joseph Woodburn – **Secretary for Foreign Participants**

e-mail: joseph.woodburn@bosmal.com.pl

Tel/fax: +48 33 813 04 97/+48 33 813 05 60

GSM +48 512 744 841

SCIENCE OFFICE:

Prof. Zdzislaw Stelmasiak – **President for Science**

e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl

Tel/fax: +48 33 827 92 16

PhD Dariusz Pietras – **Secretary for Science**

e-mail: kongres_sce@ptnss.pl

Tel/fax: +48 33 827 93 32/+48 33 827 93 51

GSM +48 602 195 384

ADDRESS OF THE ORGANIZING COMMITTEE:

PTNSS Congress 2017

Poznan University of Technology

Institute of Combustion Engines and Transport

Piotrowo 3 Street

60-965 Poznan, POLAND

www.congress.ptnss.pl

kongres_org@ptnss.pl

Poznan University of Technology
60-965 Poznan, Piotrowo 3 Street, POLAND



Mechatronika Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o.

ul. Ustrzycka 1, 61-324 Poznań, tel/fax: +48 (61) 870-59-06,

e-mail: mt@mechatronika.pl

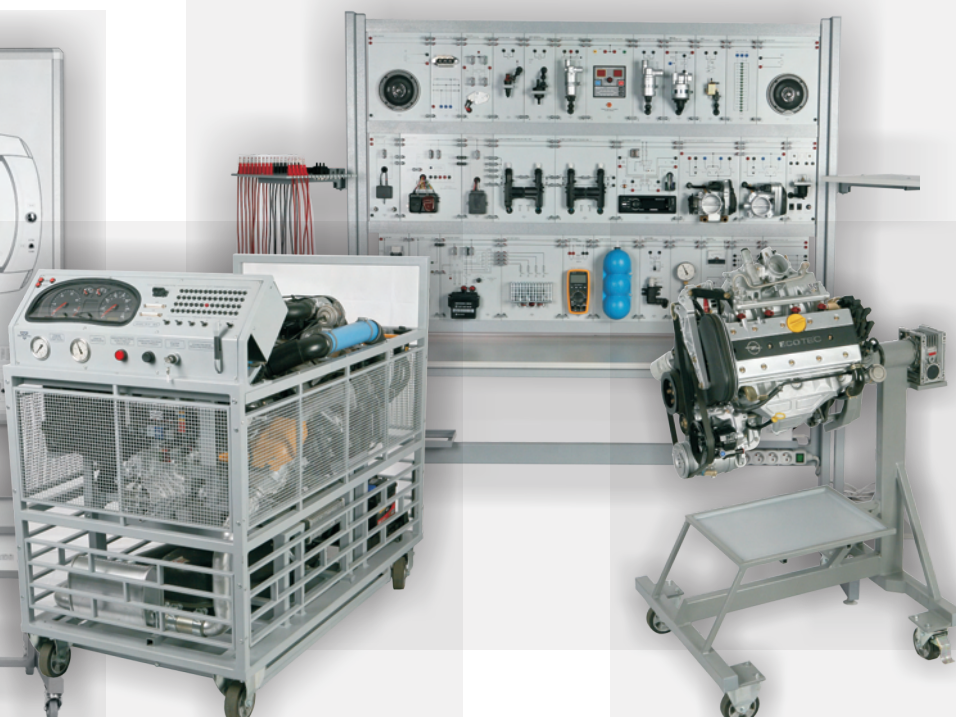
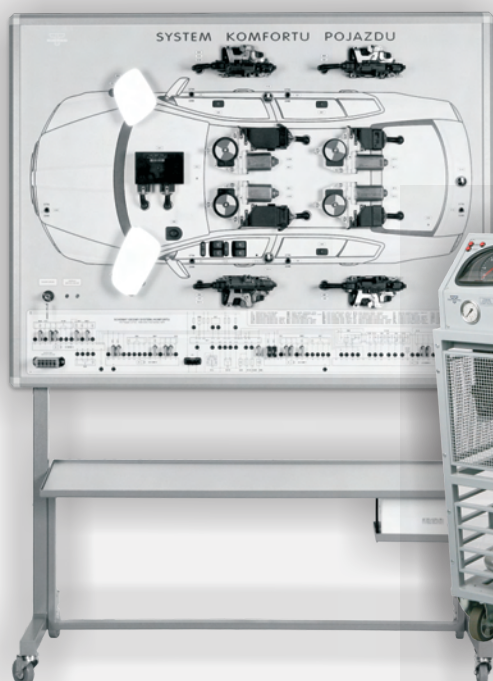
www.mechatronika.pl

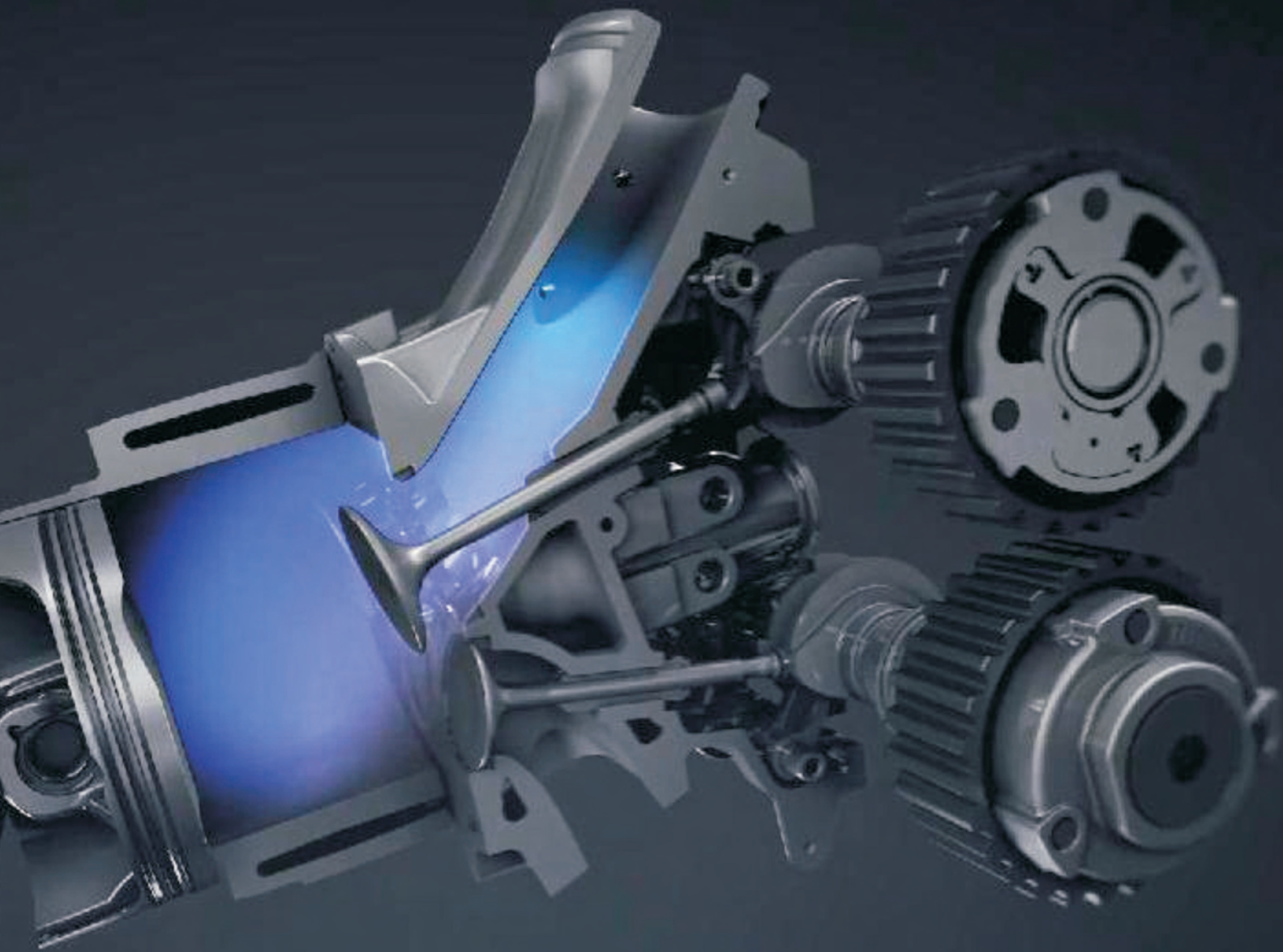


Firma "Mechatronika" Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o. powstała jako spółka celowa tworząca ofertę pomocy technodydaktycznych dla szkolnictwa wszystkich szczebli nauczania w specjalnościach motoryzacyjnych i lotniczych.

Oferowane produkty umożliwiają:

- nauczanie podstaw elektrotechniki, elektroniki i mechatronki pojazdowej.
- zestawy panelowe
- zapoznanie się z funkcjonowaniem systemów pojazdowych i ich diagnostykę.
- stanowiska demonstracyjne systemów pojazdowych
- naukę umiejętności praktycznych z wykorzystaniem silników, skrzyń biegów i innych pomocy dydaktycznych
- mechanizmy na stojakach obrotowych: procedury montażu, demontażu i czynności obsługowych
- zespoły napędowe z silnikami benzynowymi i wysokoprężnymi, wykorzystanie urządzeń diagnostycznych
- pomoce technodydaktyczne dla specjalności lotniczych: silniki, awionika
- stanowiska badawczo-dydaktyczne wykonane na specjalne zamówienia





Publisher:

**Polish
Scientific
Society
of Combustion
Engines**



ISSN: 2300-9896

Combustion Engines

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych



www.combustion-engines.eu