



1/2014 (156)



**COMBUSTION ENGINES**



## INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96

tel.: 22 685 13 00; tel./faks: 22 685 13 13

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  $\mu\text{m}$  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 50×50×60 cm.

Posiadamy wysoko wykwalifikowany, certyfikowany personel.

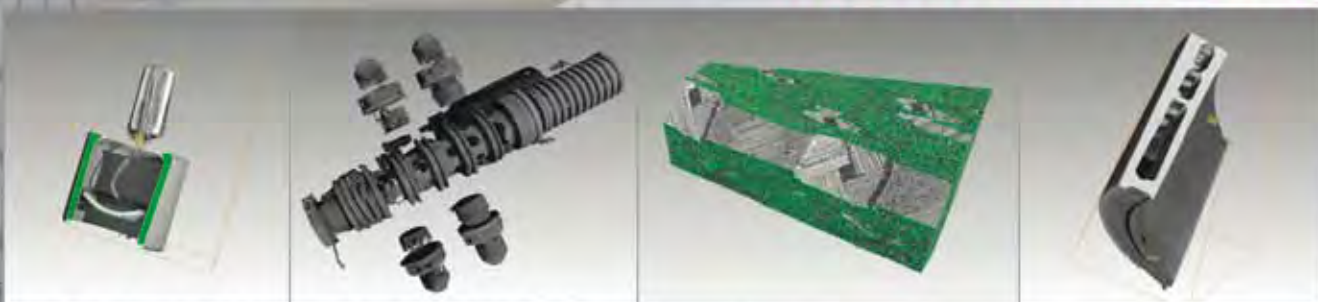
Kontakt bezpośredni:

**Zakład Silników Lotniczych**

tel.: +48 22 685 13 34; fax: +48 22 685 13 38

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

**Institute of Mechanised  
Construction and Rock Mining**

Instytut Mechanizacji Budownictwa  
i Górnictwa Skalnego

**Automotive Industry Institute**

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

**Institute of Logistics and Warehousing**

Instytut Logistyki i Magazynowania

**Motor Transport Institute**

Instytut Transportu Samochodowego

**The Institute for Sustainable Technologies**

Instytut Technologii Eksploatacji

**Air Force Institute of Technology**

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

**Industrial Institute of Agricultural Engineering**

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

**The Rail Vehicles Institute TABOR**

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

**Institute of Aviation**

Instytut Lotnictwa

**AVL-List GmbH**

**Solaris Bus & Coach S.A.**



## COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

1/2014 (156)

Rok XLXIII

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: [sekretariat@ptnss.pl](mailto:sekretariat@ptnss.pl)

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

### Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wislocki – 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. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszczanski – 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.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl)

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

dr inż. Miłostaw Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz

Naukowy Redakcji) – [papers@ptnss.pl](mailto:papers@ptnss.pl)

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (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**

Editorials/Od Redakcji ..... 1

*R. Mosakowski*: Comparative analysis of balancing of V6 engines with common- and split-pin crankshafts/*Analiza porównawcza wyrównoważenia silników V6 z konwencjonalnymi wałami korbowymi i o dzielonych czopach korbowych* (2014-101)..... 3

*L. Piaseczny, M. Walkowski*: Method of determining the single and two-part fuel dose injection in the Common Rail system of marine combustion engine/*Metoda określania wielkości dawki jedno- i dwuczęściowego wtrysku paliwa w systemie Common Rail okrętowego silnika spalinowego* (2014-102)..... 13

*Z. Stępień*: The reasons and adverse effect of internal diesel injector deposits formation/*Przyczyny powstawania i szkodliwy wpływ wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach silników o zapłonie samoczynnym* (2014-103) ..... 20

*M. Idzior, W. Karpiuk, M. Bieliński, T. Borowczyk, P. Daszkiewicz, P. Stobnicki*: A concept of a turbocharger test stand/*Koncepcja stanowiska do badania turbosprężarek silników spalinowych* (2014-104) ..... 30

*J. Merkiś, M. Jacyna, M. Andrzejewski, J. Pielecha, A. Merkiś-Guranowska*: The influence of the driving speed on the exhaust emissions/*Wpływ prędkości jazdy samochodem na emisję spalin* (2014-105)..... 41

*W. Stawecki, Z. Marciniak, I. Pielecha, J. Pielecha*: Problems of exhaust gas emission of modernized diesel locomotives operating in Poland/*Problemy emisji spalin z modernizowanych lokomotyw spalinowych eksploatowanych w Polsce* (2014-106)..... 48

*T. Szlangiewicz*: *K. Żelazny*: CO<sub>2</sub> emission level as a criterion in modern transport ship design/*Poziom emisji CO<sub>2</sub> jako kryterium projektowe współczesnych statków transportowych* (2014-107)..... 59

**Editor/Wydawca**  
**Polish Scientific Society of Combustion Engines**  
 43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland  
 tel.: 33 8130402, fax: 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: 600 egz.**  
**Printing and binding/Druk i oprawa**  
 Print Group Szczecin, ul. Mieszka 1 63/64

This publication is co-financed by The Ministry of Science and Higher Education./*Wydanie publikacji jest dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.*

Wydawnictwo rejestrowane w bazie danych o zawartości polskich czasopism technicznych   
 – **BAZTECH** [www.baztech.icm.edu.pl](http://www.baztech.icm.edu.pl)

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie   
**IC Journal Master List**  
 – **Index Copernicus** [www.indexcopernicus.com](http://www.indexcopernicus.com)

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 – Ferrari California T V8 turbo engine (fot. [www.netcarshow.com](http://www.netcarshow.com)), background (Golden Gate Bridge – [www.goldengatebridge.org.com](http://www.goldengatebridge.org.com))  
 IV – Porsche 918 Spyder V8 engine (fot. [www.netcarshow.com](http://www.netcarshow.com))

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

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku  
**Combustion Engines**  
 otrzymują **7 punktów**  
 zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 grudnia 2013 r.

## Comparative analysis of balancing of V6 engines with common- and split-pin crankshafts

*An analysis of balancing of V6 engines equipped with split-pin crankshafts with any cylinder bank angle based on the mathematical relations derived in the paper was carried out. A comparison of the quality of their balancing with engines equipped with common-pin crankshafts was also carried out. The bank angle ranges beneficial for balancing of moments of inertia forces in reciprocating motion were determined. A mathematical relation on the optimum value of the main counterweights in the function of the cylinder bank angle was derived as well. The advantages of the split-pin crankshafts from the point of view of balancing were also indicated also.*

Key words: V6 engines, crankshafts, balancing

### Analiza porównawcza wyrównoważenia silników V6 z konwencjonalnymi wałami korbowymi i o dzielonych czopach korbowych

*Na podstawie wyprowadzonych w pracy zależności przeprowadzono analizę wyrównoważenia silników V6 wyposażonych w wały korbowe o dzielonych czopach korbowych, o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów. Dokonano porównania jakości ich wyrównoważenia z silnikami o konwencjonalnych wałach korbowych. Wyznaczono zakresy kąta rozwidlenia cylindrów korzystne z punktu widzenia wyrównoważenia momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. Wyprowadzono zależność na wartość optymalną wektora momentu przeciwnas głównych w funkcji kąta rozwidlenia cylindrów. Wskazano na zalety wałów korbowych z dzielonymi czopami korbowymi z punktu widzenia wyrównoważenia.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe V6, wały korbowe, wyrównoważanie

#### 1. Introduction

V6 engines have unbalanced vectors of moment of inertia forces in reciprocating motion which are transmitted to a vehicle frame. Their main disadvantage, except for the engines with the bank angle of 120°, is greater non-uniformity of the torque than six cylinder inline engines due to unequal firing intervals between the cylinders operating successively one after another. For example in the engines with the bank angle of 90°, the firing intervals are: 150°–90°–150°–90°–150°–90°. From torsional vibration standpoint this is disadvantageous due to the presence of complex harmonic components in the course of the torque, that is difficult to suppress [2]. For this reason, car companies use split-pin crankshafts in V6 engines. In the engines with the bank angle of 60°, the crankpins are split and their adjacent parts are staggered by 60° in opposite directions and by 30° in the engines with the bank angle of 90°. Thus, in both types of the engines equal firing intervals are achieved amounting to 120° as well as a more uniform torque. These types of crankshafts are named in English literature "split-pin (split-journal) crankshafts" or "crankshafts with flying arms" [1]. A view of a split-pin crankshaft is shown in Figure 1.

The precursor in the production of V6 engines with the split-pin crankshafts, ensuring regular spacing between firings, was Buick company which introduced a car with a V6 engine and the cylinder bank angle amounting to 90° already in 1977.

For those who are less familiar with the mechanics of this type of crank gears, for the lack of literature on this subject, incomprehensible may seem the information contained in

#### 1. Wstęp

Silniki V6 mają niewyrównoważone wektory momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, które przenoszą się na ramę pojazdu. Ich zasadniczą wadą, z wyjątkiem silników o kącie rozwidlenia cylindrów wynoszącym 120°, jest większa nierównomierność momentu obrotowego niż silników rzędowych 6-cylindrowych, spowodowana nierównym odstępem pomiędzy zapłonami kolejno po sobie pracujących cylindrów. Na przykład w silnikach o kącie rozwidlenia 90° odstępami pomiędzy zapłonami wnoszą: 150°–90°–150°–90°–150°–90°.

W silnikach V6 o wałach korbowych mających wspólne czopy dla przeciwległych cylindrów, które nazywane są w niniejszej pracy wałami konwencjonalnymi, wartość bezwzględne maximum momentu obrotowego jest średnio dwukrotnie większa od jego wartości średniej, a bezwzględne minimum 1,75 razy mniejsza. W silnikach 6-cylindrowych o równych odstępach pomiędzy zapłonami wartości te wynoszą odpowiednio 1,5 i 1,25 [1, 2, 5]. Jest to niekorzystne ze względu na obecność w przebiegu takiego momentu złożonych harmonicznym rzędu 1,5; 2,4; 4-go i innych, które jest trudno wyłumić [2]. Z tego względu firmy samochodowe stosują w silnikach V6 wały korbowe z dzielonymi i obróconymi względem siebie czopami korbowymi. W silnikach o kącie rozwidlenia cylindrów 60° części dzielonego czopa korbowego są obrócone względem siebie o kąt 60°, a w silnikach o kącie rozwidlenia 90° kąt ten wynosi 30°. W ten sposób w obu typach silników uzyskuje się jednakowy kąt pomiędzy zapłonami wynoszący 120° i bardziej równomierny moment obrotowy. Wały korbowe



Fig. 1. A split-pin crankshaft of a V6 engine

Rys. 1. Wał korbowy silnika V6 o dzielonych czopach korbowych

[3] that the reduction of the bank angle from 90° to 60° in the V6 engine which Mercedes-Benz started to produce in 2010, led to the resignation from the balancing shaft. There is no information in the publication that the both engines have split-pin crankshafts. It is worth mentioning that for the first time Mercedes-Benz introduced a V engine to its luxury cars only toward the end of the 90° [4]. It was the engine with the swept volume 3.2 litres and the bank angle of 90°. The engine is equipped with a split-pin crankshaft.

The main objective of this study was to derive relations allowing to analyse balancing of the inertia forces in the reciprocating motion of V6 engines with any cylinder bank angle, equipped with the split-pin crankshafts and carrying out a comparative analysis of balancing of the engines equipped with the common- and split-pin crankshafts. The indication of the cylinder bank angles providing the best balancing as well as the choice of the optimum value of the vector of the moment of the main counterweights were also one of the aims of the study.

## 2. Theoretical basis of balancing of V6 engines with split-pin crankshafts

As mentioned in the introduction, V6 engines with split-pin crankshafts were introduced in order to ensure equal firing intervals between successively operating cylinders. This is possible if the crankpins in a three-crank crankshaft are split into two parts and staggered by an angle  $\delta$ . The value of the angle  $\delta$ , ensuring equal firing intervals, depends on the cylinder bank angle  $\gamma$  and for  $\gamma \in (0^\circ-180^\circ)$  can be determined from the following relationship:

$$\delta = |120^\circ - \gamma| \quad (1)$$

The V6 engines currently produced have the two banks of cylinders inclined at 60° and 30°, which in accordance with equation (1) means, that the angles  $\delta$  that the two pieces of the split crankpins form respectively: 60° and 30°.

A kinematic scheme of a V6 engine crank gear with the split-pin crankshaft and the cylinder bank angle 60°, as well as with the vectors of the moments of the first- and second-order inertia forces in the reciprocating motion for both banks are shown in Figure 2. The symbols L and R in the figure indicate assignment of the moments to the left- and right-hand cylinder bank respectively.

tego typu noszą w literaturze angielskiej nazwy „split-pin (split-journal) crankshafts” lub „crankshafts with flying arms” [1]. Wał korbowy silnika z dzielonymi czopami korbowymi pokazano na rys. 1.

Prekursorem w produkcji silników V6 z wałami korbowymi o dzielonych czopach korbowych, zapewniających regularne odstępy pomiędzy zapłonami, była firma Buick, która już w 1977 r. wprowadziła na rynek samochód z silnikiem V6 o kącie rozwidlenia 90°.

Dla mniej zaznajomionych z dynamiką tego typu mechanizmów korbowych, z braku literatury na ten temat, niezrozumiałą może się wydawać informacja zawarta w pracy [3], że zmniejszenie kąta rozwidlenia cylindrów z 90° do 60° w silniku V6, wprowadzonym do produkcji przez firmę Mercedes-Benz w 2010 r., pozwoliło na rezygnację z wałka wyrównowazającego. Zabrakło w tej publikacji informacji, że obydwie silniki mają wały korbowe o dzielonych czopach korbowych. Warto w tym miejscu zauważyć, że firma Mercedes po raz pierwszy wprowadziła silnik o układzie V do swoich luksusowych samochodów dopiero pod koniec lat 90. XX w. [4]. Był to silnik V6 o objętości skokowej 3,2 dm<sup>3</sup> i kącie rozwidlenia cylindrów 90°. Wał korbowy tego silnika ma dzielone czopy korbowe.

Zasadniczym celem niniejszej pracy było wyprowadzenie zależności umożliwiających analizę wyrównoważenia sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym silników V6 o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów, wyposażonych w wały korbowe z dzielonymi czopami korbowymi, oraz przeprowadzenie analizy porównawczej wyrównoważenia silników wyposażonych w konwencjonalne wały korbowe i silników mających wały korbowe z dzielonymi czopami korbowymi. Celem pracy było także wskazanie kątów rozwidlenia cylindrów zapewniających najlepsze wyrównoważenie, a ponadto dobór optymalnej wartości wektora momentu przeciwnas głównych.

## 2. Podstawy teoretyczne wyrównoważenia silników V6 o dzielonych czopach korbowych

Jak wspomniano we wstępie, silniki V6 z dzielonymi czopami korbowymi wprowadzono po to, aby zapewnić równe odstępy pomiędzy zapłonami kolejno po sobie pracujących cylindrów. Jest to możliwe, jeśli w wale z trzema wykorbieniami podzieli się czopy korbowe na dwie części i obróci je o kąt  $\delta$ . Wartość kąta  $\delta$ , zapewniająca równe odstępy pomiędzy zapłonami, zależy od kąta rozwidlenia cylindrów  $\gamma$  i dla  $\gamma \in (0^\circ-180^\circ)$  można ją wyznaczyć na podstawie zależności (1).

Produkowane obecnie silniki mają kąty rozwidlenia 60° i 30°, co oznacza, zgodnie z zależnością (1), że dwuczęściowe czopy korbowe w tych silnikach tworzą kąty  $\delta$  odpowiednio 60° i 30°.

Schemat kinematyczny mechanizmu korbowego silnika o kącie rozwidlenia 60°, z naniesionymi wektorami momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym pierwszego i drugiego rzędu dla obu rzędów cylindrów, przedstawiono na rys. 2. Indeksy L i R na rysunku oznaczają przyporządkowanie momentów odpowiednio do lewego i prawego rzędu cylindrów.

A V6 engine equipped with the split-pins crankshaft may be treated theoretically as two in-line engines in one block with the cylinder planes forming the angle  $\gamma$ , having two crankshafts rotating around the common axis of rotation and forming the angle  $\delta$  with each other.

After adjusting to the new coordinate system the relation on the moment of the inertia forces in the reciprocating motion in the in-line three-cylinder engine presented in [6], and taking into account the angle  $\delta$  between the two pieces of the split crankpin, the following expressions describing the relative moments of the forces in the reciprocating motion for the left- and right-hand cylinder banks can be written:

$$\begin{aligned} M_L &= -\sqrt{3} \left[ \cos\left(\alpha + 30^\circ + \frac{\gamma + \delta}{2}\right) + \lambda \cos 2\left(\alpha - 15^\circ + \frac{\gamma + \delta}{2}\right) \right] \\ M_R &= -\sqrt{3} \left[ \cos\left(\alpha + 30^\circ - \frac{\gamma + \delta}{2}\right) + \lambda \cos 2\left(\alpha - 15^\circ - \frac{\gamma + \delta}{2}\right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

The relative values of the moment presented by relations (2) were obtained by dividing the absolute moment by expression  $m_p r \omega^2 a$ , in which the individual symbols denote:  $m_p$  – equivalent reciprocating mass,  $r$  – crank radius,  $\omega$  – crankshaft rotational speed,  $a$  – distance between cylinder axes.

The first terms in expressions (2) are the components of the vector of the moment of the first-order inertia forces  $\mathbf{M}'$ , and the second – the moment of the second-order inertia forces  $\mathbf{M}''$ . In this paper the masses of the individual elements of the crank gear were assumed equal and the distance between the cylinder axes uniform. In addition, the moment of inertia due to the shift of the cylinder axis lying opposite each other, by the width of the connecting rod big end, measured along the axis of the crankshaft rotation was disregarded.

The sums of the vectors  $\mathbf{M}_L$  and  $\mathbf{M}_R$  projections on the axes of the coordinate system, in a V6 engine with the crank gear as in Figure 1, can be converted to the following form:

$$\begin{aligned} M_x &= -2\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} \left[ \cos\left(\frac{\gamma + \delta}{2}\right) \cos(\alpha + 30^\circ) + \lambda \cos(\gamma + \delta) \cos 2(\alpha - 15^\circ) \right] \\ M_y &= 2\sqrt{3} \sin \frac{\gamma}{2} \left[ \sin\left(\frac{\gamma + \delta}{2}\right) \sin(\alpha + 30^\circ) + \lambda \sin(\gamma + \delta) \sin 2(\alpha - 15^\circ) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

After taking into account relations (1), relationship (3) can be converted to the following simpler form:

$$\begin{aligned} M_x &= -\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} [\cos(\alpha + 30^\circ) - \lambda \cos 2(\alpha - 15^\circ)] \\ M_y &= 3 \sin \frac{\gamma}{2} [\sin(\alpha + 30^\circ) + \lambda \sin 2(\alpha - 15^\circ)] \end{aligned} \quad (4)$$

In Figure 3 there are plots of values of the vector of the moment of the inertia forces versus the crank angle  $\alpha$ , for  $\lambda = 0.3$ ,  $\gamma = 60^\circ$  and  $\delta = 60^\circ$ , and in Figure 4 for  $\gamma = 90^\circ$  and  $\delta = 30^\circ$ . The vectors of the moment of the first-order inertia

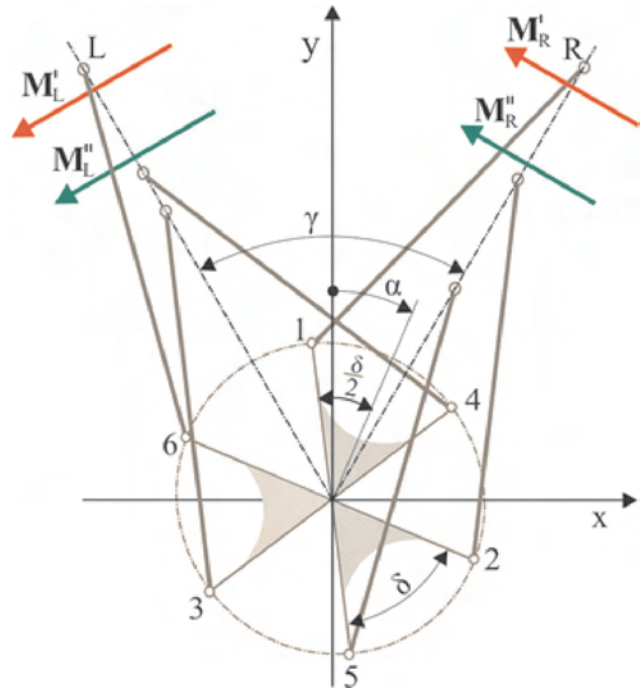


Fig. 2. Crank gear of a V6 engine with the split-pin crankshaft  
Rys. 2. Schemat mechanizmu korbowego silnika V6 o dzielonych czopach korbowych

Silnik V6 z dzielonymi czopami korbowymi można traktować teoretycznie jak dwa silniki rzędowe w jednym kadłubie, o płaszczyznach osi cylindrów tworzących kąt  $\gamma$ , których wały korbowe o wspólnej osi obrotu są obrócone względem siebie o kąt  $\delta$ .

Po dostosowaniu do nowego układu współrzędnych zależności na moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym silnika rzędowego 3-cylindrowego przedstawionej w [6], z uwzględnieniem kąta  $\delta$  pomiędzy dwoma fragmentami podzielonego czopa, można napisać wyrażenia (2) opisujące względne momenty od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla lewego i prawego rzędu cylindrów.

Względne wartości momentu opisane zależnościami (2) wynikają z podzielenia momentu bezwzględного przez wyrażenie  $m_p r \omega^2 a$ , w którym poszczególne symbole oznaczają:  $m_p$  – masa w ruchu postępowo-zwrotnym,  $r$  – promień wykorbienia,  $\omega$  – prędkość kątowa wału korbowego,  $a$  – odległość pomiędzy osiami cylindrów.

Pierwsze człony w zależnościach (2) stanowią wartości składowych wektora momentu sił bezwładności pierwszego rzędu  $\mathbf{M}'$ , a drugie – sił bezwładności drugiego rzędu  $\mathbf{M}''$ . W pracy zakłada się jednakowe masy poszczególnych elementów mechanizmu korbowego, jednakowe odległości pomiędzy osiami cylindrów oraz pomija moment sił bezwładności powstały w wyniku przesunięcia osi naprzeciw siebie leżących cylindrów o szerokość stopy korbowodu, mierzonego wzdłuż osi obrotu wału korbowego. Sumy rzutów wektorów  $\mathbf{M}_L$  i  $\mathbf{M}_R$  na osie układu współrzędnych, w silniku V6 o mechanizmie korbowym jak na rys. 1, można sprowadzić do postaci (3).

Po uwzględnieniu zależności (1) zależność (3) można przekształcić do prostszej postaci (4).

forces  $\mathbf{M}'$  and the second-order  $\mathbf{M}''$  are also plotted in the Figures.

As is apparent from the Figures, of the two V6 engines the better balanced is the one with the bank angle  $\gamma = 60^\circ$ , which has a smaller value of the moment of both the first-

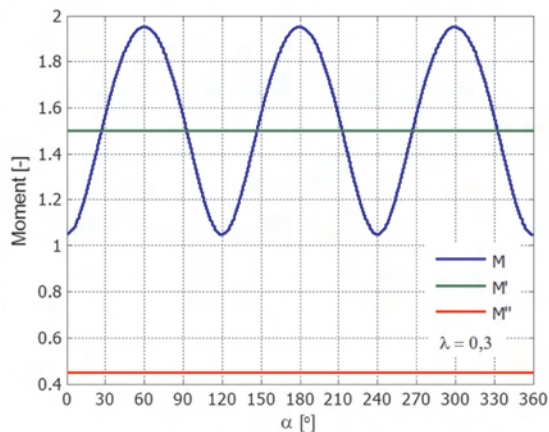


Fig. 3. Plots of the moment of the inertia forces  $\mathbf{M}'$  and  $\mathbf{M}''$  and their sum  $\mathbf{M}$  in V6 engines with split-pin crankshafts, for  $\lambda = 0.3$ ,  $\gamma = 60^\circ$  and  $\delta = 60^\circ$

Rys. 3. Przebieg wartości momentu od sił bezwładności  $\mathbf{M}'$  i  $\mathbf{M}''$  oraz ich sumy  $\mathbf{M}$  w silnikach V6 o dzielonych czopach wałów korbowych dla  $\lambda = 0.3$ ,  $\gamma = 60^\circ$  i  $\delta = 60^\circ$

and second-order inertia forces. An important feature of this engine is constant modulus of the vector  $\mathbf{M}'$  with a value of 1.5, which may be completely balanced by a vector of a counterweights attached to the crankshaft. It is worth noting that the vector  $\mathbf{M}''$  has also constant modulus that allows its easy balancing with an additional balance shaft rotating at angular velocity  $2\omega$ .

In order not to complicate the engine block design too much, in multi-cylinder engines of commercial vehicles with  $\gamma \neq 60^\circ$  usually only the vectors of the first order moments are balanced to a maximum degree by using the counterweights attached to the crankshaft, which are called the main counterweights. As pointed out above, the first terms in relations (4) are the projections of vectors  $\mathbf{M}'$  on the axes of the system of coordinates, that can be described by the following relationships:

$$\begin{aligned} M'_x &= -\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} \cos(\alpha + 30^\circ) \\ M'_y &= 3 \sin \frac{\gamma}{2} \sin(\alpha + 30^\circ) \end{aligned} \quad (5)$$

### 3. Comparative analysis of V6 engines balancing

To reduce the vector of the moment of the first-order inertia forces to the possible maximum extent, the vector of the main counterweights  $\mathbf{M}_c$  applied should have such so that the modulus of the resultant vector  $\Delta\mathbf{M}'$  was constant, that is:

$$\mathbf{M}' + \mathbf{M}_c = \Delta\mathbf{M}'; |\Delta\mathbf{M}'| = \text{const} \quad (6)$$

Na rysunku 3 przedstawiono przebieg wartości wektora momentu sił bezwładności w funkcji kąta obrotu wału korbowego  $\alpha$  dla  $\lambda = 0.3$ ,  $\gamma = 60^\circ$  i  $\delta = 60^\circ$ , a na rys. 4 dla  $\gamma = 90^\circ$  i  $\delta = 30^\circ$ . Na wykresy naniesiono również wartości wektorów momentu pierwszego rzędu  $\mathbf{M}'$  i drugiego –  $\mathbf{M}''$ .

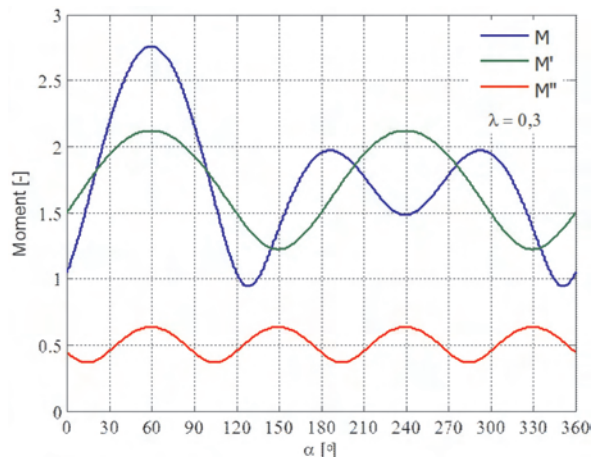


Fig. 4. Plots of the moment of the inertia forces  $\mathbf{M}'$  and  $\mathbf{M}''$  and their sum  $\mathbf{M}$  in V6 engines with split-pin crankshafts, for  $\lambda = 0.3$ ,  $\gamma = 90^\circ$  and  $\delta = 30^\circ$

Rys. 4. Przebieg wartości momentu od sił bezwładności  $\mathbf{M}'$  i  $\mathbf{M}''$  oraz ich sumy  $\mathbf{M}$  w silnikach V6 o dzielonych czopach wałów korbowych dla  $\lambda = 0.3$ ,  $\gamma = 90^\circ$  i  $\delta = 30^\circ$

Jak wynika z analizy rys. 3 i 4, spośród dwóch silników V6 lepiej wyrównoważonym jest silnik o kącie rozwidlenia  $\gamma = 60^\circ$ , który charakteryzuje się mniejszą wartością momentu od sił bezwładności zarówno pierwszego rzędu, jak i drugiego. Ważną cechą tego silnika jest stały moduł wektora  $\mathbf{M}'$  o wartości 1,5, dzięki czemu może być on całkowicie wyrównoważony wektorem momentu przeciwnym związanych z wałem korbowym. Warto zauważyć także, że również wektor momentu  $\mathbf{M}''$  ma stały moduł, który umożliwia jego łatwe wyrównoważenie za pomocą dodatkowego wałka wyrównoważającego obracającego się z prędkością kątową  $2\omega$ .

Aby nie komplikować z nadto konstrukcji kadłuba w silnikach użytkowych wielocylindrowych o  $\gamma \neq 60^\circ$  zazwyczaj wyrównoważa się w maksymalnym stopniu tylko wektory momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu przez zastosowanie przeciwnym umieszczonych na wale korbowym, które nazywane są przeciwnymi głównymi. Jak zaznaczono wyżej, rzuty wektorów momentów  $\mathbf{M}'$  na osie układu współrzędnych stanowią pierwsze człony w zależności (4) i można je opisać za pomocą zależności (5).

### 3. Analiza porównawcza wyrównoważenia silników V6

Aby w maksymalnym stopniu zredukować wartość wektora momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu, należy przyłożyć taki wektor  $\mathbf{M}_c$  za pomocą przeciwnym głównym, aby pozostały po wyrównoważeniu wektor wypadkowy  $\Delta\mathbf{M}'$  miał stały moduł – wzór (6). Korzystając z zależności (5),

Using equation (5) the following formula describing the value of the vector of the counterweights  $\mathbf{M}_c$ , meeting the condition (6), can be derived:

$$M_c = \sqrt{3} \cos\left(60^\circ - \frac{\gamma}{2}\right) \quad (7)$$

The vector  $\Delta\mathbf{M}'$  rotates at an angular velocity  $\omega$  in the direction opposite to the crankshaft. A graphical illustration of equation (7) is the plot shown in Figure 3 (blue line).

For comparison, the course of the vector  $\mathbf{M}_c$  for V6 engines with the common-pin crankshafts, the value of which, according to (7), is constant and equals  $\sqrt{3}$  was also plotted in the Figure. In order to unambiguously assign the analysed graphical functions of the two types of engines differing with the crankshafts design, throughout the paper the symbols 'D' and 'K' refer to the engines with split- and common-pin crankshafts respectively. It follows from the Figure that only for  $\gamma = 120^\circ$  the values of both vectors are equal, as for this value of the cylinder bank angle the crankshafts are exactly the same. It appears from equation (1), that for the bank angle  $\gamma = 120^\circ$ , the angle  $\delta$  between the two elements of the split crankpin equals 0. In the remaining range of the angles  $\gamma$  the optimum value of the vector  $\mathbf{M}_c$  decreases rapidly, which in consequence means smaller mass moment of inertia of the crankshaft, and therefore higher natural frequency of its vibration. So this is another important advantage, after the more uniform torque of V6 engines with the split-pin crankshafts, as the vibration resonance will occur with harmonics of a higher order which have a lower amplitude.

It is not difficult to note that as a result of the use of equation (7) in relationships (5), the following expression for calculating the value of the vector  $\Delta\mathbf{M}'$  of the engines fitted with the split-pin crankshafts can be written:

$$\Delta\mathbf{M}' = \sqrt{3} \left| \cos\left(\frac{\gamma}{2} + 60^\circ\right) \right| \quad (8)$$

However, the relation on the value of the vector  $\Delta\mathbf{M}'$  of the engine equipped with the common-pin crankshaft derived in [7], is as follows:

$$\Delta\mathbf{M}' = \sqrt{3} |\cos \gamma| \quad (9)$$

The vectors described by relations (8) and (9) rotate at a rotational speed  $\omega$  in the direction opposite to the crankshaft.

Balancing quality of vector  $\mathbf{M}'$  can be assessed by the degree of balance  $\beta$  defined as below:

$$\beta = \frac{M_c}{M'_{\max}} = \frac{\sqrt{3} \cos\left(60^\circ - \frac{\gamma}{2}\right)}{\sqrt{\left[-\sqrt{3} \cos \frac{\gamma}{2} \cos(\alpha + 30)\right]^2 + \left[3 \sin \frac{\gamma}{2} \sin(\alpha + 30)\right]^2}} \cdot 100\% \quad (10)$$

można wyprowadzić wzór (7) na wartość wektora momentu przeciwnas  $\mathbf{M}_c$  spełniającego warunek (6).

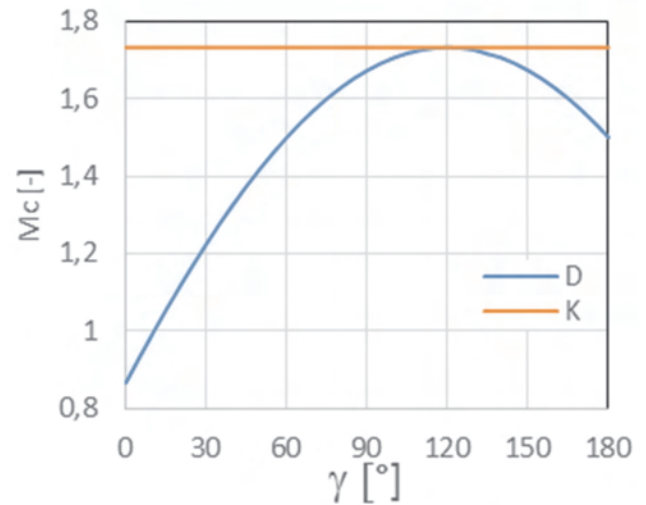


Fig. 5. Graph of the optimal value of the vector of the moment of the main counterweights: D – split-pin crankshafts, K – common-pin crankshafts

Fig. 5. Przebieg optymalnej wartości wektora momentu przeciwnas głównych: D – wały o dzielonych czopach korbowych, K – wały konwencjonalne

Wektor  $\Delta\mathbf{M}'$  obraca się z prędkością kątową  $\omega$  w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu wału korbowego. Graficzną ilustracją zależności (7) jest wykres przedstawiony na rys. 5.

Dla porównania na rys. 5 naniesiono także przebieg wartości wektora  $\mathbf{M}_c$ , dla silników V6 mających konwencjonalne wały korbowe, której wartość, zgodnie z wzorem (7), jest stała i wynosi  $\sqrt{3}$ . W celu jednoznacznego przyporządkowania analizowanych funkcji graficznych obydwu typom silników różniących się konstrukcją wału korbowego, w całej pracy symbol „D” dotyczy silników z wałami korbowymi o dzielonych czopach korbowych, a symbol „K” – silników mających wały konwencjonalne. Jak wynika z analizy rysunku, tylko dla  $\gamma = 120^\circ$  wartości obydwu wektorów momentu są jednakowe, gdyż wały korbowe dla tego kąta rozwidlenia cylindrów są takie same. Z zależności (1) wynika bowiem, że dla  $\gamma = 120^\circ$  kąt jaki tworzą obie części dzielonego czopa korbowego  $\delta = 0$ . W pozostałym zakresie wartości kątów  $\gamma$  optymalna wartość wektora momentu  $\mathbf{M}_c$  szybko się zmniejsza, co w konsekwencji oznacza mniejszy masowy moment bezwładności wału korbowego, a zatem większą częstość jego drgań własnych. Jest to więc istotna kolejna zaleta, po bardziej wyrównanym momencie obrotowym, silników V6 z wałami korbowymi o dzielonych czopach korbowych, gdyż rezonans częstości drgań własnych wystąpi z harmonicznymi wyższych rzędów, które mają mniejszą amplitudę.

W wyniku wykorzystania zależności (7) w zależnościach (5) można napisać zależność (8) na wartość wektora momentu  $\Delta\mathbf{M}'$  silników wyposażonych w wały o dzielonych czopach korbowych.

The plots of the degree of balance of the moment of the inertia forces versus the cylinder bank angle  $\gamma$  are shown in Figure 6.

The curve K in the Figure for the engine with the common-pin crankshaft was calculated on the basis of simple relationship [7], which has the following form:

$$\beta = \frac{1}{\cos \gamma + 1} \cdot 100\% \quad (11)$$

The figure indicates that the engines with the split-pin crankshaft have completely balanced vectors of the moments of the first-order inertia forces when the bank angle  $\gamma = 60^\circ$  and the engines with the common-pin crankshaft when  $\gamma = 90^\circ$ . For  $\gamma < 80^\circ$  there is a clear advantage of the split-over common-pin crankshafts, the greater the smaller the value of  $\gamma$ . But one must remember the equation (1) connecting the angle  $\delta$  with  $\gamma$ , which shows that the smaller the value of  $\gamma$  the bigger the value of  $\delta$ . This means that in order to ensure equal firing intervals, for instance, for  $\gamma = 45^\circ$  the angle  $\delta$  between the elements of the split crankpin should be  $75^\circ$ , and in the case of  $\gamma = 20^\circ$  the angle  $\delta$  should be as high as  $100^\circ$ . As emphasized above, the currently produced V6 engines with the split-pin crankshafts have the cylinder bank angle of  $60^\circ$  or  $90^\circ$  and angle  $\delta = 60^\circ$  and  $30^\circ$  respectively.

Although in theory one can imagine the angle  $\delta = 100^\circ$  but then the crankpins would have to be of a very large diameter to provide adequate strength and rigidity. Then, there would probably be a difficulty even in designing the connecting rod with its big-end obliquely split to allow the assembly and disassembly of the piston-connecting rod assembly through the cylinder liner after removing the cylinder head. Admittedly, by 2010 there were VR6 engines with  $\gamma = 15^\circ$  produced by Volkswagen equipped with crankshafts ensuring equal firings intervals. However, these crankshafts, instead of the split crankpins, had six cranks supported on seven main bearings. Furthermore, the axes of the cylinders did not intersect at the axis of rotation of the crankshaft but below. Nevertheless, using the crankshaft with six crankthrows instead of the split-pin crankshaft, one can build the engine with any bank angle and the corresponding to it values of the angle  $\delta$  between the cranks of each of the three successive pairs of cranks.

In order to compare, before balancing, the course of the values of the vectors of the maximum moment of the first-order inertia forces  $\mathbf{M}'$  in the engines equipped with the both types of the crankshafts and the vectors  $\Delta\mathbf{M}'$  produced after balancing with the vector of the main counterweights MC, calculations were made for  $\gamma \in (0^\circ - 180^\circ)$ , and their results are shown in Figure 7.

Subscripts 1 and 2 on the symbols D and K in Figure 7 concern the vectors of moments  $\mathbf{M}'$  and  $\Delta\mathbf{M}'$  before and after the use of balancing respectively. The curves  $D_2$  and  $K_2$  meet relations (8) and (9). As shown in the Figure of the two engines analyzed, much better, in terms of balancing, is the one with the split-pin crankshaft. In the whole range of

Natomiast zależność na wartość wektora  $\Delta\mathbf{M}'$  silnika wyposażonego w konwencjonalny wał korbkowy, wyrowadzona w pracy [7], ma postać (9).

Wektory opisane zależnościami (8) i (9) wirują z prędkością obrotową  $\omega$  w kierunku przeciwnym do obrotu wału korbkowego.

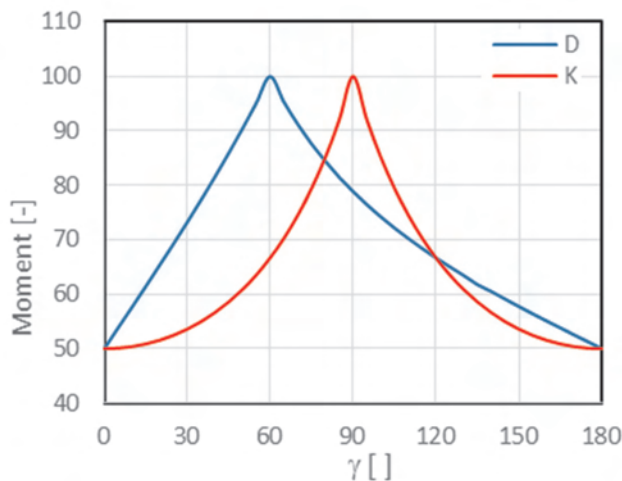


Fig. 6. Dependence of the degree of balancing of the moment of the first-order inertia forces of versus angle  $\gamma$ : D – split-pin crankshaft, K – common-pin crankshaft

Rys. 6. Zależność stopnia wyrównoważenia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu: D – wał z dzielonymi czopami korbowymi, K – konwencjonalny wał korbkowy

Jakość wyrównoważenia wektora momentu  $\mathbf{M}'$  można ocenić za pomocą stopnia wyrównoważenia  $\beta$  zdefiniowanego wzorem (10).

Przebiegi stopnia wyrównoważenia momentu sił bezwładności w funkcji kąta rozwidlenia cylindrów  $\gamma$  przedstawiono na rys. 6.

Przebieg krzywej K dla silnika z konwencjonalnym wałem korbkowym został obliczony na podstawie prostej zależności [7], która ma postać (11).

Z analizy rys. 6 wynika, że w silnikach o wałe korbkowym z dzielonymi czopami korbowymi wektory momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu można całkowicie wyrównoważyć wówczas, gdy kąt rozwidlenia  $\gamma = 60^\circ$ , a w silnikach z konwencjonalnymi wałami korbowymi, gdy  $\gamma = 90^\circ$ . Dla  $\gamma < 80^\circ$  widoczna jest wyraźna przewaga wałów z dzielonymi czopami korbowymi nad konwencjonalnymi, tym większa, im mniejsza jest wartość  $\gamma$ . Pamiętaj jednak należy o zależności (1) łączącej  $\gamma$  z kątem  $\delta$ , z której wynika, że im mniejszy kąt  $\gamma$  tym większy kąt  $\delta$ . Oznacza to, że aby zapewnić równy odstęp pomiędzy zapłonami np. dla kąta  $\gamma = 45^\circ$ , elementy dzielonego czopa korbkowego powinny tworzyć ze sobą kąt  $75^\circ$ , a w przypadku  $\gamma = 20^\circ$  kąt  $\delta$  powinien wynosić aż  $100^\circ$ . Jak zaznaczono wyżej, obecnie budowane silniki V6 z dzielonymi czopami korbowymi mają kąty rozwidlenia cylindrów  $60^\circ$  lub  $90^\circ$  i kąty  $\delta$  wynoszące odpowiednio  $60^\circ$  i  $30^\circ$ . Wprawdzie można sobie

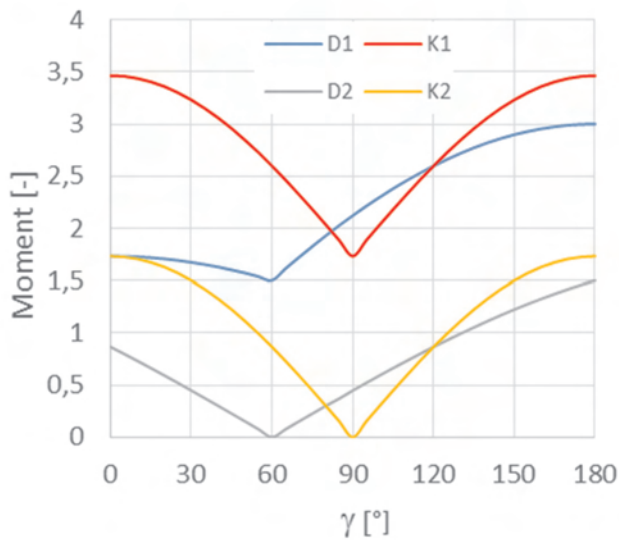
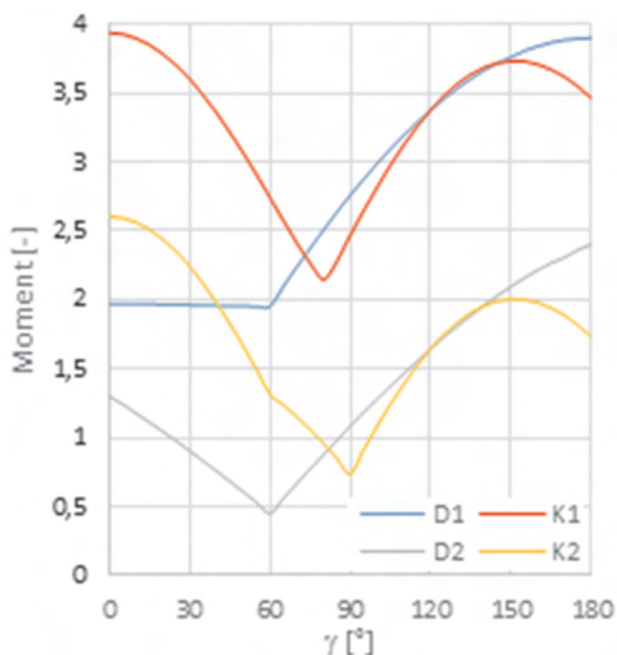


Fig. 7. Plots of values of the vectors  $\mathbf{M}'$  and  $\Delta\mathbf{M}'$  for the engines with the split-pin and common-pin crankshaft for  $\lambda = 0.3$

Rys. 7. Przebiegi wartości wektorów momentu  $\mathbf{M}'$  i  $\Delta\mathbf{M}'$  dla silników o czopach korbowych dzielonych i silników z konwencjonalnymi wałami korbowymi dla  $\lambda = 0,3$

the angle  $\gamma$  the split-pin crankshaft provides lower values of the moment vector, except for the value of  $\gamma \in (82^\circ-120^\circ)$ , for which the engine with the common-pin crankshaft has a slight advantage. Especially a big difference in the quality of balancing in favor of the split-pin crankshafts, in the case of the vector  $\mathbf{M}'$ , occurs for  $\gamma < 82^\circ$ , and in the case of  $\Delta\mathbf{M}'$  for  $\gamma < 80^\circ$ . Besides, the moment of the inertia forces for  $\gamma \leq 60^\circ$  is dependent on the cylinder bank angle  $\gamma$  only to a small extent.

A full comparative assessment of the balancing of the two types of engines should take into account the total moment



wyobrazić teoretycznie wał korbowy o kącie  $\delta = 100^\circ$ , ale jego czopy korbowe musiałyby mieć wówczas bardzo dużą średnicę, aby zapewnić odpowiednią wytrzymałość i sztywność. Byłyby wówczas zapewne trudności w zaprojektowaniu nawet dzielonej pod kątem stopy korbowodu, umożliwiającej montaż i demontaż tłoka z korbowodem przez tuleję cylindrową po zdjęciu głowicy. Wprawdzie do 2010 r. były produkowane przez firmę Volkswagen silniki oznaczone symbolem VR6 o  $\gamma = 15^\circ$ , a wcześniej nawet  $10,6^\circ$ , wyposażone w wały korbowe zapewniające równe odstępki pomiędzy zapłonami. Jednak wały te, zamiast dzielonych czopów korbowych, miały sześć wykorbień podpartych na siedmiu łożyskach głównych. Ponadto osie cylindrów nie przecinały się w osi obrotu wału korbowego lecz niżej. Niemniej, stosując wały korbowe o sześciu wykorbień, zamiast dzielonych czopów korbowych, można zbudować silnik niemalże o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów i odpowiadających mu wartościach kąta  $\delta$  pomiędzy wykorbieńiami każdej z trzech kolejnych par wykorbień.

W celu porównania przebiegu maksymalnych wartości wektorów momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu  $\mathbf{M}'$  w silnikach z obydwoimi rodzajami wałów korbowych, przed ich wyrównowaniem, i wektorów  $\Delta\mathbf{M}'$  powstałych po wyrównowaniu za pomocą wektora momentu przeciwnas głównych  $\mathbf{M}_c$ , wykonano odpowiednie obliczenia dla  $\gamma \in (0^\circ-180^\circ)$ , a ich wyniki przedstawiono na rys. 7.

Indeksy 1 i 2 przy symbolach D i K na rys. 7 dotyczą wartości wektorów momentów  $\mathbf{M}'$  i  $\Delta\mathbf{M}'$ , czyli odpowiednio przed zastosowaniem i po zastosowaniu wyrównowania za pomocą przeciwnas głównych. Krzywe  $D_2$  i  $K_2$  spełniają także zależności (8) i (9). Jak wynika z analizy rys. 7, z dwóch analizowanych silników zdecydowanie lepszym pod względem wyrównowania jest silnik o wale korbowym z dzielonymi czopami korbowymi. W całym zakresie kąta  $\gamma$  wał z dzielonymi czopami korbowymi zapewnia mniejsze wartości wektora momentu, z wyjątkiem wartości  $\gamma \in (82^\circ-120^\circ)$ , dla których nieznacznie przewagę wykazuje silnik z konwencjonalnym wałem korbowym. Szczególnie duża różnica w jakości wyrównowania na korzyść wałów z dzielonymi czopami korbowymi w przypadku wektorów  $\mathbf{M}'$  występuje dla kątów  $\gamma < 82^\circ$ , a  $\Delta\mathbf{M}'$  dla  $\gamma < 80^\circ$ . Poza tym moment od sił bezwładności dla  $\gamma \leq 60^\circ$  tylko w niewielkim stopniu zależy od kąta rozwidlenia cylindrów.

Pełna ocena porównawcza wyrównowania obu typów silników powinna uwzględniać całkowity moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, czyli poza

Fig. 8. Graph of the maximum values of the total moments of inertia in the reciprocating motion: D – engines with split-pin crankshaft, K – engines with common-pin crankshaft. Suffix 1 refers to the moment before the use of the main counterweights, index 2 and after their use

Rys. 8. Przebieg maksymalnych wartości momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym: D – silniki z wałem o dzielonych czopach korbowych, K – silniki z konwencjonalnym wałem korbowym. Indeks 1 dotyczy momentu przed zastosowaniem przeciwnas głównych, a indeks 2 – po ich zastosowaniu

of inertia in the reciprocating motion, that is apart from the moment of the first-order inertia forces also the moment of the second-order inertia forces should be taken into consideration. Having this in mind, the total moments  $\mathbf{M}$  and  $\Delta\mathbf{M}$  for the both types of engines, are shown in Figure 8. They were calculated for  $\lambda = 0.3$ , the value which is most commonly used in car engines.

It turns out that, when the total moment of inertia is taken into account, the results of the analysis change somewhat. For  $\gamma \in (74^\circ-120^\circ)$  the engines with the common-pin crankshafts are slightly better in respect of balancing. The maximum difference is less than 12%. For  $\gamma \in (120^\circ-145^\circ)$ , the two types of engines are almost equivalent in terms of balancing, and in the case of  $\gamma \in (145^\circ-180^\circ)$ , again the engines with the common-pin crankshafts are better. Whereas for  $\gamma < 74^\circ$  definitely better balanced are the engines with the split-pin crankshafts. It is worth to notice the practically constant length of the vector of the moment of inertia for  $\gamma < 60^\circ$ .

The situation looks similarly if the values of the resultant vector of the moment  $\Delta\mathbf{M}$  are compared in the two types of engines, after balancing with the vector of the main counterweights  $\mathbf{M}_c$  (the curves  $D_2$  and  $K_2$  in Figure 8). In this case for  $\gamma < 82^\circ$  the engines with the split-pin crankshafts have a clear advantage, while for  $\gamma > 82^\circ$  the relationships are the same as before balancing.

In order to emphasize the differences in the quality of balancing of the V6 engines fitted with the split-pin crankshafts in comparison with the common-pin ones, calculations were made of R and R<sub>c</sub> according to the following relations:

– before balancing

$$R = M_k - M_D \quad (12)$$

– after balancing with the vector  $\mathbf{M}_c$

$$R_c = M_k - M_{ck} - M_D + M_{cd} \quad (13)$$

wherein the symbols  $\mathbf{M}$  and  $\mathbf{M}_c$  denote the value of the vector of the moments of the inertia forces in the reciprocating motion and the vectors of the main counterweights respectively and suffixes D and K denote assignment of the moment to the engine with an appropriate design of the crankshaft. The results of the calculations are shown in Figure 9.

The curves in the Figure indicate the large and growing differences in respect of the unbalanced moment with decreasing value of  $\gamma$ , in favour of engines with the split-pin crankshafts before balancing for  $\gamma < 74^\circ$ . After balancing with optimal vector of the main counterweights the differences concern still a wider range of the values of  $\gamma$ , that is  $\gamma < 82^\circ$ .

The differences of the moments expressed by relationships (12) and (13) were related to the value of the moment of the engine with the split-pin crankshaft before and after balancing and expressed in percentages. The results of the calculations of the relative differences of the moments  $R_1$

momentem sił bezwładności pierwszego rzędu należy brać pod uwagę także moment sił bezwładności drugiego rzędu. Mając to na uwadze, na rys. 8 przedstawiono przebiegi momentów całkowitych  $\mathbf{M}$  i  $\Delta\mathbf{M}$  dla obu typów silników, obliczone dla wartości  $\lambda = 0,3$ , czyli najczęściej spotykanej w silnikach samochodowych.

Okazuje się, że gdy bierze się pod uwagę całkowity moment od sił bezwładności, to wyniki analizy ulegają pewnej zmianie. Dla kątów  $\gamma \in (74^\circ-120^\circ)$  nieznacznie lepszymi pod względem wyrównoważenia są silniki z konwencjonalnymi wałami korbowymi. Ta różnica wynosi maksymalnie poniżej 12%. Dla  $\gamma \in (120^\circ-145^\circ)$  oba typy silników są prawie równoważne pod względem wyrównoważenia, a gdy  $\gamma \in (145^\circ-180^\circ)$ , ponownie lepszymi są silniki o konwencjonalnym wale korbowym. Natomiast dla  $\gamma < 74^\circ$  zdecydowanie lepszymi są silniki wyposażone w wały o dzielonych czopach korbowych. Warto zwrócić uwagę na prawie stałą długość wektora momentu dla  $\gamma < 60^\circ$ .

Podobna jest sytuacja, jeśli dla obydwu typów silników V6 porównamy wartości wektora wypadkowego momentu  $\Delta\mathbf{M}$  powstałe po wyrównoważeniu wektorem przeciwnym głównych  $\mathbf{M}_c$  (krzywe  $D_2$  i  $K_2$  na rys. 8). Wtedy dla  $\gamma < 82^\circ$  zdecydowaną przewagę mają silniki o dzielonych czopach korbowych, natomiast dla  $\gamma > 82^\circ$  wzajemne relacje są identyczne jak przed wyrównoważeniem.

W celu uwypuklenia różnic w jakości wyrównoważenia silników V6, wyposażonych w wały korbowe o dzielonych czopach korbowych w stosunku do wyposażonych w wały konwencjonalne, wykonano obliczenia R i R<sub>c</sub> zgodnie z poniższymi zależnościami:

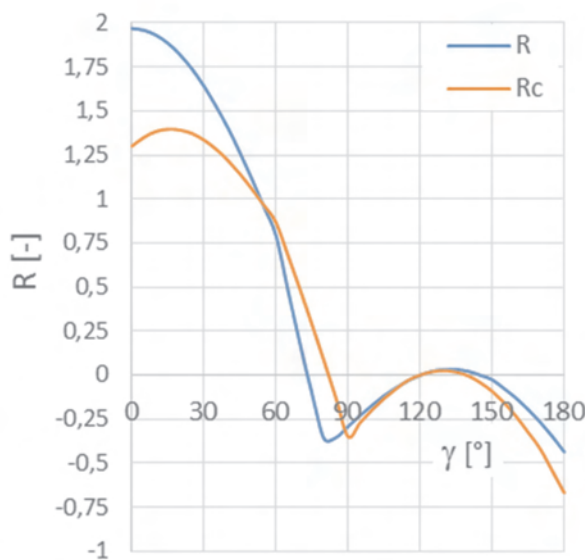


Fig. 9. Differences between the values of the vectors of the moments of the inertia forces in the engines equipped with the common- and split-pin crankshafts before and after balancing

Rys. 9. Różnice pomiędzy wartościami wektorów momentów od sił bezwładności silników wyposażonych w konwencjonalne wały korbowe i o dzielonych czopach korbowych przed wyrównoważeniem i po wyrównoważeniu

and  $R_{c1}$ , made on the basis of the following equations, are presented in Figure 10.

$$R_1 = \frac{R}{M_K} = \left(1 - \frac{M_D}{M_K}\right) \cdot 100\% \quad (14)$$

$$R_{c1} = \frac{R_c}{M_D - M_{cD}} = \left(\frac{M_K - M_{cK}}{M_D - M_{cD}} - 1\right) \cdot 100\% \quad (15)$$

The calculations made and the curves shown in the Figure indicate that the moment of inertia generated by the engines with the common-pin crankshaft for  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $60^\circ$  are larger than with the split-pin crankshaft by 84%, 65% and 40% respectively. For  $\gamma > 74^\circ$  over a range of angles  $\gamma$  the differences are negligible, in others there is a small advantage of the common-pin crankshafts over the split-pin ones. For  $\gamma = 90^\circ$  and  $180^\circ$  the V6 engine with the common-pin crankshaft has a smaller value of the moment than its counterpart with the split-pin crankshaft by approximately 10% and 11% respectively. After balancing with the main counterweights the advantage of the split-pin crankshafts is even greater. For example, for the engine with the common-pin crankshaft and  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $60^\circ$ , the moment of inertia forces remaining after balancing, is by 147%, 167% and 192% respectively higher than with the split-pin crankshaft, but when  $\gamma = 90^\circ$  and  $180^\circ$ , the moment is smaller by 32% and 28% respectively.

#### 4. Summary and conclusion

It follows from the analysis carried out in the paper, that in the range of the bank angles  $\gamma < 72^\circ$ , V6 engines equipped with split-pin crankshafts ensuring equal firing intervals are better balanced than the engines equipped with the common-pin crankshafts. Disregarding the values of  $\gamma < 30^\circ$ , which have rather a theoretical significance only, in this range of  $\gamma$  the differences in balancing are considerable. The moment of the inertia forces generated by V6 engine with the common-pin crankshaft for  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $60^\circ$  is greater by 84%, 65% and 40% respectively.

– przed wyrównoważeniem (12),  
– po wyrównoważeniu za pomocą wektora  $M_c$  (13), przy czym symbole  $M$  i  $M_c$  oznaczają wartości wektorów momentów odpowiednio sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym i wektorów przeciwmas głównych, a indeksy D i K – przyporządkowanie momentu do silnika o odpowiedniej konstrukcji wału korbowego.

Wyniki obliczeń pokazano na rys. 9.

Krzywe na rys. 9 wskazują na duże i rosnące różnice wartości niewyrównoważonego momentu wraz ze spadkiem  $\gamma$  na korzyć silników z dzielonymi czopami korbowymi dla  $\gamma < 74^\circ$  przed wyrównoważeniem. Po wyrównoważeniu za pomocą optymalnych przeciwmas głównych te różnice dotyczą szerszego przedziału wartości  $\gamma$ , czyli  $\gamma < 82^\circ$ .

Różnice momentów wyrażone zależnościami (12) i (13) odniesiono do wartości momentu silnika z wałem korbowym o dzielonych czopach korbowych przed wyrównoważeniem i po wyrównoważeniu, i wyrażono w procentach. Wyniki obliczeń względnych różnic  $R_1$  i  $R_{c1}$ , wykonanych na podstawie zależności (14) i (15), przedstawiono na rys. 10.

Z obliczeń i krzywych przedstawionych na rys. 10 wynika, że moment od sił bezwładności generowany przez silniki z konwencjonalnymi wałami korbowymi dla  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  i  $60^\circ$  jest odpowiednio o 84%, 65% i 40% większy. Dla  $\gamma > 74^\circ$  w pewnym zakresie kątów  $\gamma$  różnice są pomijalne, w innych jest niewielka przewaga silników z konwencjonalnymi wałami korbowymi. Dla  $\gamma = 90^\circ$  i  $180^\circ$  silnik V6 z wałem konwencjonalnym wykazuje mniejszy moment niż jego od-

powiednik z wałem o czopach dzielonych o ok. odpowiednio 10% i 11%. Po zastosowaniu wyrównoważenia za pomocą przeciwmas głównych przewaga wału z dzielonymi czopami korbowymi jest jeszcze większa. Na przykład dla kątów  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  i  $60^\circ$  pozostały po wyrównoważeniu moment od sił bezwładności silnika z wałem konwencjonalnym jest odpowiednio o 147%, 167% i 192% wyższy niż w przypadku wałów z dzielonymi czopami korbowymi, ale za to jest niższy przy  $\gamma = 90^\circ$  i  $180^\circ$  o odpowiednio 32% i 28%.

#### 4. Podsumowanie i wnioski

Z przeprowadzonej w pracy analizy wynika, że silniki V6 wyposażone w wały o dzielonych czopach korbowych, zapewniające równe odstępki pomiędzy zapłonami, są lepiej wyrównoważone niż silniki z wałami jednolitymi w zakresie

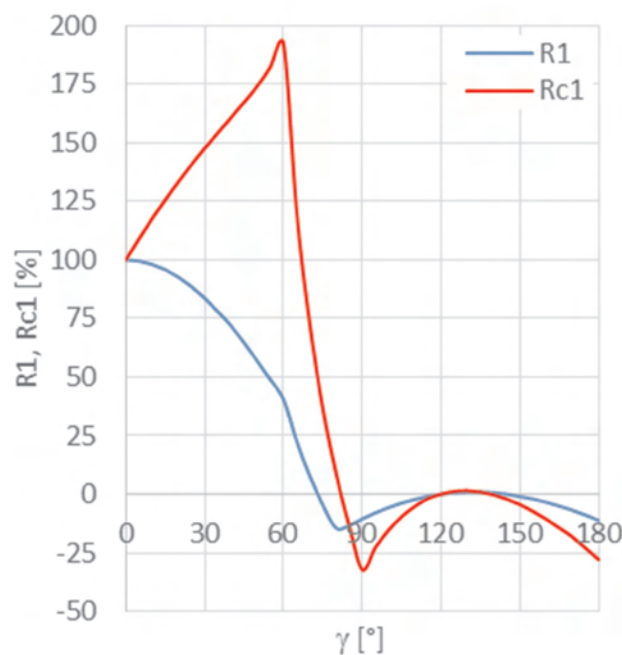


Fig. 10. Values of  $R_1$  and  $R_{c1}$  versus  $\gamma$

Rys. 10. Wartości  $R_1$  i  $R_{c1}$  odniesione odpowiednio do  $M_K$  i  $(M_K - M_{cK})$  i wyrażone w %

For  $\gamma > 74^\circ$  over a certain range of the cylinder bank angles  $\gamma$  the differences are negligible, in others there is a small advantage of the engines with the common-pin crankshafts. For  $\gamma = 90^\circ$  and  $180^\circ$  the unbalanced moment of the engine with the common-pin crankshaft is smaller by approximately 10% and 11% respectively. After balancing with the main counterweights the advantage of the split-pin crankshaft is even greater. Besides, the range of  $\gamma$  values at which this advantage takes place is widening from  $74^\circ$  to  $82^\circ$ . The moment of the inertia forces remaining after balancing for  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $60^\circ$  is greater by 147%, 167% and 192% respectively than in the case of the split-pin crankshaft but it is lower for  $\gamma = 90^\circ$  and  $180^\circ$  by 32% and 28 % respectively.

When comparing the two types of the crankshafts it is sensible to compare the unbalanced moment of the inertia forces for the best values of  $\gamma$ , for each of the two types crankshafts, that is the values of  $\gamma$ , at which the vector of the moment of the first-order inertia forces can be fully-balanced. Thus, one should, compare the unbalanced moment of the engines with the split- and common-pin crankshafts for  $\gamma = 60^\circ$  and  $90^\circ$  respectively, before and after balancing the vectors  $\mathbf{M}'$ . Then, the engine with the split-pin crankshaft but without counterweights has about 26.5% smaller moment of the inertia forces and after application of the main counterweights its moment is as much as 311% smaller, but the both moments are relatively small.

## Bibliography/Literatura

- [1] Nunney M.J.: Light and Heavy Vehicle Technology (2007, 4th ed.). Butterworth-Heinemann. Published by Elsevier Ltd.
- [2] Kane J: Torsional Output of Piston Engines. 2006 Advanced Engine Technology Conference: EPI, Inc.
- [3] Brzeżański M.: Nowoczesny silnik V6 3,5 CGI firmy Mercedes-Benz. Combustion Engines, No. 4/2010.
- [4] New V8 and V6 engines from Mercedes-Benz. <http://www.daimler.com/technology-and-innovation/special-topics/new-v6-and-v6-engines>.
- [5] V6 engine. [http://en.wikipedia.org/wiki/V6\\_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/V6_engine)
- [6] Mosakowski R.: Uwagi na temat graficznej metody analizy wyrównoważenia wielocylindrowych silników rzędowych. Archiwum Motoryzacji 4/1999.
- [7] Mosakowski R.: Analiza wyrównoważenia silników czterosuwowych V6 o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów. Artykuł przekazany Redakcji Silników Spalinowych.

kątów rozwidlenia mniejszych niż  $72^\circ$ . Pomijając wartości  $\gamma < 30^\circ$ , które mają raczej tylko teoretyczne znaczenie w tym przedziale kąta  $\gamma$  różnice w jakości wyrównoważenia są znaczne. Moment od sił bezwładności generowany przez silnik V6 z wałem o jednolitych czopach korbowych dla  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  i  $60^\circ$  jest odpowiednio o 84%, 65% i 40% większy.

Dla  $\gamma > 74^\circ$  w pewnym zakresie kątów  $\gamma$  różnice są pomijalne, w innych jest niewielka przewaga silników z konwencjonalnymi wałami korbowymi. Dla  $\gamma = 90^\circ$  i  $180^\circ$  moment jest mniejszy o ok. odpowiednio 10% i 11%. Po zastosowaniu wyrównoważenia za pomocą przeciwmas głównych przewaga wału z dzielonymi czopami korbowymi jest jeszcze większa. Poza tym poszerza się zakres wartości  $\gamma$  z  $74^\circ$  do  $82^\circ$ , przy których ta przewaga występuje. Pozostały po wyrównoważeniu moment od sił bezwładności jest dla kątów  $\gamma = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  i  $60^\circ$  odpowiednio o 147%, 167% i 192% wyższy niż w przypadku wałów z dzielonymi czopami korbowymi, ale za to jest niższy przy  $\gamma = 90^\circ$  i  $180^\circ$  o odpowiednio 32% i 28%.

Porównując z kolei te dwa rodzaje wałów korbowych, sensowne jest porównanie wartości niewyrównoważonego momentu silników przy najlepszych kątach rozwidlenia dla każdego z nich, czyli takich, przy których za pomocą przeciwmas można całkowicie wyrównoważyć wektor momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu. Powinno się zatem porównać wartości niewyrównoważonego momentu silników z dzielonymi czopami korbowymi i konwencjonalnymi odpowiednio przy  $\gamma = 60^\circ$  i  $90^\circ$  przed wyrównoważeniem i po wyrównoważeniu wektorów  $\mathbf{M}'$ . Wówczas bez przeciwmas głównych silnik z dzielonymi czopami korbowymi ma o 26,5% mniejszą wartość wektora momentu od sił bezwładności, a po wyrównoważeniu wartość wektora momentu jest aż o 311% mniejsza, przy czym obydwa momenty mają stosunkowo małą wartość.

Ryszard Mosakowski, DEng. – doctor in the Mechanical Engineering Faculty at Gdańsk University of Technology.

Dr inż Ryszard Mosakowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: [rmosakow@sunrise.pg.gda.pl](mailto:rmosakow@sunrise.pg.gda.pl)



## Method of determining the single and two-part fuel dose injection in the Common Rail system of marine combustion engine

*Marine combustion piston engines are more often equipped with common rail systems, which provide multi-part injection fuel delivery to the cylinder. Dose selection must take into account, among others, its duration, the engine speed and load torque. Practical use of a specific fuel dosing is usually preceded by a study on the test stand simulating the injection process and its dependence on the dose parameters.*

*The authors have presented a method for the selection of these parameters in the case of one- and two-part injection in the medium speed marine engine. There has been presented the manner of creating a mathematical model of the fuel dosing during the injection and research of its characteristics in order to optimize the selection of the amount of fuel, that can be applied in the design of the CR system in the marine combustion engines.*

Key words: *Common Rail system, research of fuel dosing, multi-part injection*

### Metoda określania wielkości dawki jedno- i dwuczęściowego wtrysku paliwa w systemie Common Rail okrętowego silnika spalinowego

*Okrętowe tłokowe silniki spalinowe wyposażane są coraz częściej w układy Common Rail zapewniające wieloczęściowy wtrysk dawki paliwa do cylindra. Dobór wielkości dawki musi uwzględniać m. in. czas jej trwania, prędkość obrotową silnika i jego obciążenie momentem obrotowym. Praktyczne zastosowanie określonego dawkowania paliwa poprzedza się zazwyczaj badaniami na stanowisku symulującym proces wtrysku i jego zależność od parametrów dawkowania.*

*W artykule przedstawiono metodę doboru tych parametrów w przypadku jedno- i dwuczęściowego wtrysku paliwa w okrętowym średnioobrotowym silniku spalinowym. Przedstawiono sposób tworzenia matematycznego modelu dawkowania paliwa podczas wtrysku i badania jego charakterystyk w celu optymalizacji doboru dawki paliwa, który może być wykorzystany w projektowaniu układów CR okrętowych silników spalinowych.*

Słowa kluczowe: *układ Common Rail, badania dawkowania paliwa, wieloczęściowy wtrysk paliwa*

#### 1. Introduction

In the design of a Common Rail (CR) system used in marine piston combustion engines the important issue is the selection of the dosage that must take into account, inter alia, the duration of dosage (or the duration of the individual parts of the injection), engine speed and torque.

In the paper [1], the authors proposed a method for the selection of these parameters for a medium speed marine engine with the injection system in which the fuel dose is divided into three parts. This method uses the theory of experiment planning, which allows obtaining a mathematical model of the fuel dosage during the injection. In this paper, this method was applied to select the single and two-part fuel dose. A single fuel dose in the Common Rail system corresponds to conventional fuel feed systems, the difference is in the manner of control of the fuel dose and the injection timing angle.

#### 2. Implementation of the experiment

The selection of the test methods includes the properties of the test stand designed to measure the mass of the fuel dose, and, most importantly, to record the wave phenomena associated with the fuel feed. Another device used in the construction of the test stand is the controller enabling the change of pressure in the hydraulic tank, the total time of the fuel injection with the assumed distribution times of the

#### 1. Wstęp

W budowie układów typu Common Rail (CR) stosowanych w okrętowych tłokowych silnikach spalinowych istotnym zagadnieniem jest dobór dawkowania, który musi uwzględniać m. in. czas trwania dawki lub jej części, prędkość obrotową silnika i jego obciążenie momentem obrotowym. Praktyczne zastosowanie określonego dawkowania paliwa poprzedza się zazwyczaj badaniami na stanowisku symulującym proces wtrysku i jego zależność od parametrów dawkowania.

W pracy [1] zaprezentowano metodę doboru tych parametrów dla okrętowego średnioobrotowego silnika spalinowego z układem wtrysku, w którym dawka paliwa podzielona jest na trzy części. Metoda ta opiera się na teorii planowania eksperymentu, co pozwala uzyskać matematyczny model dawkowania paliwa podczas wtrysku. W niniejszej pracy zastosowano tę metodę do doboru wtrysku dla jednoczęściowej i dwuczęściowej dawki paliwa. Jednoczęściowa dawka paliwa w układzie zasilania typu CR odpowiada konwencjonalnym układom zasilania; różnica polega na sposobie sterowania dawką i kątem wyprzedzenia wtrysku.

#### 2. Realizacja eksperymentu

Przy doborze metody badań uwzględniono właściwości stanowiska badawczego, które jest przeznaczone do pomiaru

dose (for the given dwell times between each injection of the dose) and the measurement of the mass of a single dose. The structure of the controller allows dividing the fuel dose into five parts. The controller also enables the measurement and recording of the fuel pressure in the manifold, the engine speed, the fuel temperature in different parts of the fuel feed system, the crankshaft angle of the injection period, the latter affecting the time needed to inject a full dose of fuel per cycle [2].

Using some of the above-mentioned features of the test stand the two input and one output values were established – as in tables 1–4. The results of the measurements for two cases are presented there: single dose injected and the dose divided into two parts in the ratio of 40%–60%, for which a constant dwell time of 850  $\mu$ s between the pilot dose and the main dose were set. Due to a low number of input variables (two) and their three values a plan of complete static trivalent experiment was adopted, which was marked as S/DK-32 [3].

The results obtained during the measurement allow determining the approximating functions whose calculations are based on the analysis of variance and provide [3, 4]:

- evaluation of the main effects and interactions,
- determining the correlation of the input and the output values,
- determining the regression coefficients of the approximating functions,
- evaluation of the accuracy of the approximation of approximating polynomials.

Table 2. Plan of the experiment and the results of the measurements of the fuel delivery for the single dose

Tabela 2. Plan doświadczenia i wyniki pomiarów dawki paliwa dla dawki jednoczęściowej

Number of measurement system/ numer układu pomiarów	$p_z$ [MPa]	Total time of injection/sumaryczny czas wtrysku [ $\mu$ s]	Fuel dose/dawka paliwa [mg/inj.]
1	120	3000	137.58
2	120	1950	92.39
3	120	900	45.38
4	135	3000	143
5	135	1950	101.53
6	135	900	49.94
7	150	3000	158.84
8	150	1950	107.65
9	150	900	50.68

The software package used for the analysis enabled research with the following models:

- models not taking the interaction into account,
- models taking the linear-linear interaction into account,
- models taking the linear-square interaction into account.

The final decision considering the selection of the model is taken by an operator familiar with the theoretical basis of the investigated problems.

masy dawki paliwa, ale także, co ważniejsze, rejestracji zjawisk falowych towarzyszących zasilaniu paliwem. Dodatkowym urządzeniem zastosowanym w budowie stanowiska jest sterownik umożliwiający zmiany ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i całkowitego czasu wtrysku paliwa przy założonej krotności podziału dawki (dla danych przerw pomiędzy wtryskiem poszczególnych jej części) oraz pomiar masy pojedynczej dawki. Konstrukcja sterownika umożliwia podział dawki na pięć części. Sterownik umożliwia również pomiar i rejestrację: ciśnienia paliwa w kolektorze, prędkości obrotowej silnika, temperatury paliwa w różnych odcinkach układu zasilania i kąta OWK trwania wtrysku, co przekłada się na czas dysponowany na realizację pełnej dawki paliwa na jeden cykl [2].

Table 1. The comparison of the input values for the single dose

Tabela 1. Zestawienie wartości wielkości wejściowych dla dawki jednoczęściowej

No.	Name of the input value/ nazwa wielkości wejściowej	Mark and dimension/ oznaczenie i wymiar	Low value/ wartość dolna	Average value/ wartość średnia	High value/ wartość górna
1	Pressure in the hydraulic tank/ciśnienie w zasobniku hydraulicznym	$p_z$ [MPa]	120	135	150
2	Total time of injection/sumaryczny czas wtrysku paliwa	$t$ [ $\mu$ s]	900	1950	3000

Wykorzystując niektóre z wymienionych wyżej możliwości stanowiska badawczego, przyjęto dwie wielkości wejściowe i jedną wyjściową – jak podano w tabelach 1–4. Rozpatrzono dwa przypadki: gdy pojedyncza dawka została wtrysnięta w jednej części oraz gdy została podzielona na dwie części w proporcji 40%–60%, przy czym przyjęto między dawką pilotującą a główną stały odstęp czasowy równy 850  $\mu$ s. Z uwagi na niewielką liczbę wielkości wejściowych (dwie) i ich trzy wartości przyjęto plan doświadczenia statyczny kompletny trójwartościowy oznaczony PS/DK-3 [3].

Uzyskane podczas pomiarów wyniki pozwoliły na określenie funkcji aproksymujących, których obliczenia opierają się na analizie wariancji i zapewniają [3, 4]:

- ocenę tzw. efektów głównych i interakcji,
- wyznaczenie korelacji wielkości wejściowych z wyjściowymi,
- wyznaczenie współczynników regresji funkcji aproksymujących,
- ocenę dokładności przybliżenia wielomianów aproksymujących.

Wykorzystany do analizy pakiet oprogramowania umożliwił przeprowadzenie badań z użyciem następujących modeli:

- nieuwzględniających interakcji,
- z uwzględnieniem interakcji liniowo- liniowych,
- z uwzględnieniem interakcji liniowo-kwadratowych.

Tabela 3. Input values for the two-part dose

Tabela 3. Zestawienie wartości wielkości wejściowych dla dawki dwuczęściowej

No.	Name of the input value/nazwa wielkości wejściowej	Mark and size/oznaczenie i wymiar	Low value/wartość dolna	Medium value/wartość średnia	High value/wartość górna
1	Pressure in the hydraulic accumulator/cisnienie w zasobniku hydraulicznym	$p_z$ [MPa]	120	135	150
2	Total fuel injection time/sumaryczny czas wtrysku paliwa	$t$ [ $\mu$ s]	1650	2650	3650

Table 4. Plan of the experiment and the results of the measurements of the fuel delivery for the two-part dose

Tabela 4. Plan doświadczenia i wyniki pomiarów dawki paliwa dla dawki dwuczęściowej

Number of measurement system/numer układu pomiarów	$p_z$ [MPa]	Total time of injection/sumaryczny czas wtrysku [ $\mu$ s]	Fuel dose/dawka paliwa [mg/inj.]
1	120	3650	134.08
2	120	2650	94.12
3	120	1650	52.72
4	135	3650	143.56
5	135	2650	99.12
6	135	1650	60.2
7	150	3650	153.78
8	150	2650	93.32
9	150	1650	62.38

In the case of the analyzed experiment for the single fuel dose, the approximating function upon identification may take the following forms, depending on the type of interaction:

– not taking the interaction into account:

$$q = -15.28091 - 0.251333 \cdot p_z + 0.002652 \cdot p_z^2 + 0.05702 \cdot t - 0.00000268 \cdot t^2$$

– taking the linear-linear interaction into account:

$$q = 51.409 - 0.74533 \cdot p_z + 0.00265 \cdot p_z^2 + 0.02282 \cdot t - 0.00000268 \cdot t^2 + 0.000253 \cdot p_z \cdot t$$

– taking the linear-square interaction into account:

$$q = 251.381 - 3.5458 \cdot p_z + 0.01234 \cdot p_z^2 - 0.63431 \cdot t + 0.000236 \cdot t^2 - 0.009832 \cdot p_z \cdot t + 0.000003499 \cdot p_z \cdot t^2 - 0.0000346 \cdot p_z^2 \cdot t + 0.000000127 \cdot p_z^2 \cdot t^2$$

Similarly to the above, for the two-part fuel dose:

– without taking into account the interaction:

Ostateczną decyzję co do wyboru modelu podejmuje operator znający podstawy teoretyczne badanego zagadnienia.

W odniesieniu do analizowanego eksperymentu, dla dawki jednoczęściowej, funkcja aproksymująca w wyniku przeprowadzonej identyfikacji może mieć następujące postacie w zależności od rodzaju uwzględnionej interakcji:

– bez uwzględnienia interakcji:

$$q = -15.28091 - 0.251333 \cdot p_z + 0.002652 \cdot p_z^2 + 0.05702 \cdot t - 0.00000268 \cdot t^2$$

– z uwzględnieniem interakcji liniowo- liniowych:

$$q = 51.409 - 0.74533 \cdot p_z + 0.00265 \cdot p_z^2 + 0.02282 \cdot t - 0.00000268 \cdot t^2 + 0.000253 \cdot p_z \cdot t$$

– z uwzględnieniem interakcji liniowo- kwadratowych:

$$q = 251.381 - 3.5458 \cdot p_z + 0.01234 \cdot p_z^2 - 0.63431 \cdot t + 0.000236 \cdot t^2 - 0.009832 \cdot p_z \cdot t + 0.000003499 \cdot p_z \cdot t^2 - 0.0000346 \cdot p_z^2 \cdot t + 0.000000127 \cdot p_z^2 \cdot t^2$$

Dla dawki dwuczęściowej analogicznie do powyższego:

– bez uwzględnienia interakcji:

$$q = -226.77 + 3.38933 \cdot p_z - 0.011378 \cdot p_z^2 + 0.01301 \cdot t + 0.0000056 \cdot t^2$$

– taking the linear – linear interaction into account:

$$q = -166.9 + 2.9459 \cdot p_z - 0.01138 \cdot p_z^2 - 0.009583 \cdot t + 0.0000056 \cdot t^2 + 0.0001673 \cdot p_z \cdot t$$

– taking the linear-square interaction into account:

$$q = 1243.9 - 21.464 \cdot p_z + 0.0912 \cdot p_z^2 - 1.333 \cdot t - 0.000278 \cdot t^2 + 0.0227 \cdot p_z \cdot t - 0.0000046 \cdot p_z \cdot t^2 - 0.0000936 \cdot p_z^2 \cdot t + 0.000000019 \cdot p_z^2 \cdot t^2$$

In the above-mentioned polynomials the regression coefficients were set, in which the significant numbers occur on distant decimal places, yet, their product with the specified parameters results in values significant for the study.

To assess the reliability of the analysis included in the above-adopted models of multiple regression a review of the results of the unconverted output value was performed.

Table 5. The summary of specific values and evaluations of the function fitness of the research object describing the single-part fuel dosage

Tabela 5. Zestawienie charakterystycznych wielkości i miar oceny dopasowania funkcji obiektu badań opisującej jednoczęściowe dawki paliwa

No.	Value/wielkość	Model			
		without the interaction/bez interakcji	with the linear-linear interaction/z interakcjami liniowo-liniowymi	with the linear-square interaction/z interakcjami liniowo-kwadratowymi	
1	Regression coefficient/współczynnik regresji bi	$p_z$	-0.2513333	-0.74533	-3.54578
		$p_z^2$	0.002651851	0.00265	0.012344
		$t$	0.057021768	0.02282	-0.634313
		$t^2$	-0.000002678	-0.00000	0.000236
2	Average estimation error of the parameter/średni błęd szacunku parametru Sbi	$p_z$	3.94388055	2.3386	-
		$p_z^2$	0.01459946	0.0086	-
		$t$	0.01175952	0.0137	-
		$t^2$	0.00000298	0.0000	-
3	Quotient/iloraz t = bi/Sbi	$p_z$	-0.063727	-0.31872	-
		$p_z^2$	0.181640	0.30714	-
		$t$	4.848989	1.66892	-
		$t^2$	-0.899069	-1.52027	-
4	Total residual/suma reszt MS	21,58084	7.54766	-	
5	Determination coefficient/współczynnik determinacji R <sup>2</sup>	0,99415	0.99846	> 1.0	

$$q = -226.77 + 3.38933 \cdot p_z - 0.011378 \cdot p_z^2 + 0.01301 \cdot t + 0.0000056 \cdot t^2$$

– z uwzględnieniem interakcji liniowo- liniowych:

$$q = -166.9 + 2.9459 \cdot p_z - 0.01138 \cdot p_z^2 - 0.009583 \cdot t + 0.0000056 \cdot t^2 + 0.0001673 \cdot p_z \cdot t$$

– z uwzględnieniem interakcji liniowo- kwadratowych:

$$q = 1243.9 - 21.464 \cdot p_z + 0.0912 \cdot p_z^2 - 1.333 \cdot t - 0.000278 \cdot t^2 + 0.0227 \cdot p_z \cdot t - 0.0000046 \cdot p_z \cdot t^2 - 0.0000936 \cdot p_z^2 \cdot t + 0.000000019 \cdot p_z^2 \cdot t^2$$

W podanych wyżej wielomianach wyznaczono współczynniki regresji, w których liczby znaczące występują wiele miejsc po przecinku, jednak ich iloczyn z podanymi parametrami daje w rezultacie wartości znaczące dla prowadzonej analizy.

W celu oceny wiarygodności analiz uwzględnionych w przyjętych wyżej modelach regresji wielokrotnej dokonano przeglądu wyników dla nieprzekształconej wielkości wyjściowej.

Wyniki wskazują na to, że dla modelu bez interakcji i z interakcją liniowo-liniową największą istotność testów wykazują liniowe składniki równań. Dla przykładu, prawdopodobieństwo uzyskania przypadkowego wyniku p dla powyższych składników równań nie przekracza 0,015, wartość rozkładu t-Studenta znacznie przekracza minimalne wartości dla przyjętej liczby stopni swobody i  $p < 0,05$ . Analiza modelu równania regresji z interakcją liniowo-kwadratową nie jest istotna statystycznie ( $R^2 > 1$ , co jest sprzeczne z definicją współczynnika determinacji), o czym świadczą wielkości i miary oceny zamieszczone w tabelach 5 i 6.

Wykresy warstwiczne (rys. 1–4) pozwalają przewidywać dawkę paliwa na wtrysk w podanych przykładowo na rysunkach przedziałach zmian  $p_z$  i  $t$ . Na przykład dla dawki dwuczęściowej przy  $p_z = 142$  MPa i  $t = 2100$   $\mu$ s estymowana dawka paliwa wg modelu bez interakcji wynosi  $II\_q\_bi = 77,11$  [mg/wtr.], a z interakcją liniowo-liniową  $II\_q\_li = 76,46$  [mg/wtr.].

Na wykresach rozrzutu (rys. 5–8) przedstawiono zależności dawki paliwa

The results indicate that for the model without the interaction and that with linear-linear interaction, the components of linear equations show a significant importance for tests. For example, the probability of obtaining a random result  $p$  for the above components of equation does not exceed 0.015, the value of the t-Student's distribution is well above the minimum values for the accepted number of degrees of latitude and  $p < 0.05$ . The analysis of the equation of regression with the linear – square interaction is statistically insignificant ( $R^2 > 1$ , which is in opposition to the definition of the coefficient of determination), which is proven by the values and evaluations of measures presented in Tables 5 and 6.

Contour graphs (Fig. 1–4) allow predicting the fuel delivery per injection in the change interval  $p_z$  and  $t$ , given in the figures as an example. For example, for the two-part dose at  $p_z = 142$  MPa and  $t = 2100$   $\mu$ s the estimated fuel dose according to the model without the interaction is equal to  $\Pi\_q\_bi = 77.11$  [mg/inj] and according to the model with the linear – linear interaction is  $\Pi\_q\_li = 76.46$  [mg/inj].

On the dispersion graphs (Fig. 5–8) the relations of the fuel dose per injection are presented on: the fuel pressure in the hydraulic tank, the total time of injection for the considered fuel dose and kinematic viscosity of fuel used in the research on the test stand. To build the considered graphs the results of the measurements of the fuel dose on the test stand and the values of fuel obtained following its prediction using the models used for the analysis have been presented. The figures contain the equations of adjustment straight of considered results of both measurements and prediction. The forms of equations indicate that all straight almost overlap. However, the results of the dose predictions according to the model with the linear-square interaction are statistically insignificant, as was proven in Tables 5 and 6.

### 3. Summary and conclusions

Summarizing the above considerations related to the modeling of the fuel dosage for different fuel supply options in the Common Rail systems of a medium-speed marine engine we can conclude as follows:

1. The time required for the implementation of a given dose is different for single and two-part doses considered here, while in the second case it is more about the dwell time between the initial and the principal dosage.
2. The measurements on the test stand show that too short a dwell time between different parts of the fuel dose results in a choking rather than closing of the fuel flow by the needle.

Table 6. The summary of specific values and evaluations of the function fitness of the research object describing the two-part fuel dosage

Tabela 6. Zestawienie charakterystycznych wielkości i miar oceny dopasowania funkcji obiektu badań opisującej dwuczęściowe dawki paliwa

No.	Value/wielkość		Model		
			without the interaction/bez interakcji	with the linear-linear interaction/z interakcjami liniowo-liniowymi	with the linear-square interaction/z interakcjami liniowo-kwadratowymi
1	Regression coefficient/ współczynnik regresji bi	$p_z$	3.38933	2.9459	-21.46371
		$p_z^2$	-0.0113778	-0.0113778	0.091175
		$t$	0.01300667	-0.0095833	-1.332848
		$t^2$	0.0000056	0.0000056	0.000278
2	Average estimation error of the parameter/średni błąd szacunku parametru Sbi	$p_z$	4.5754173	4.7005225	–
		$p_z^2$	0.0169373	0.01730696	–
		$t$	0.0203172	0.03232857	–
		$t^2$	0.0000038	0.00000389	–
3	Quotient/iloraz $t = bi/Sbi$	$p_z$	0.740770	0.62671756	–
		$p_z^2$	-0.671759	-0.65741041	–
		$t$	0.640180	-0.29643540	–
		$t^2$	1.469474	1.43808527	–
4	Total residual/suma reszt MS	29.04573	30.32751	–	
5	Determination coefficient/ współczynnik determinacji $R^2$	0.98968	0.99192	> 1.0	

na wtrysk od, odpowiednio, ciśnienia paliwa w zasobniku hydraulicznym, sumarycznego czasu wtrysku rozpatrywanej dawki na stanowisku laboratoryjnym. Do budowy rozpatrywanych wykresów wykorzystano wyniki pomiarów dawki paliwa na stanowisku badawczym oraz wartości dawki paliwa uzyskane w rezultacie ich predykcji przy użyciu zastosowanych do analizy modeli. Na rysunkach zamieszczono równania prostych dopasowania rozpatrywanych wyników zarówno pomiarów, jak i predykcji. Postaci zamieszczonych równań wskazują na to, że wszystkie proste prawie się pokrywają. Jednak wyniki predykcji dawki wg modelu z interakcjami liniowo-kwadratowymi nie są istotne statystycznie – wykazano to w tabelach 5 i 6.

### 3. Podsumowanie i wnioski

Podsumowując powyższe rozważania związane z modelowaniem dawkowania paliwa dla różnych wariantów zasilania paliwem w układach Common Rail średnioobrotowego silnika okrętowego można stwierdzić, że:

1. Czas niezbędny do realizacji określonej dawki jest różny dla dawki jednoczęściowej i rozpatrywanej tu dawki dwuczęściowej, przy czym w drugim przypadku jest on dłuższy o czas przerwy między dawką inicjującą a główną.
2. Z pomiarów na stanowisku badawczym wynika, że zbyt krótka przerwa między poszczególnymi częściami dawki nie powoduje zamknięcia paliwa przez iglicę rozpylacza, a jedynie dławi przepływ paliwa.
3. Zastosowanie elementów planowania eksperymentu zapewnia wysoką efektywność realizacji założonego zakresu badań, a także skrócenie czasu ich trwania oraz obniżenie kosztów.

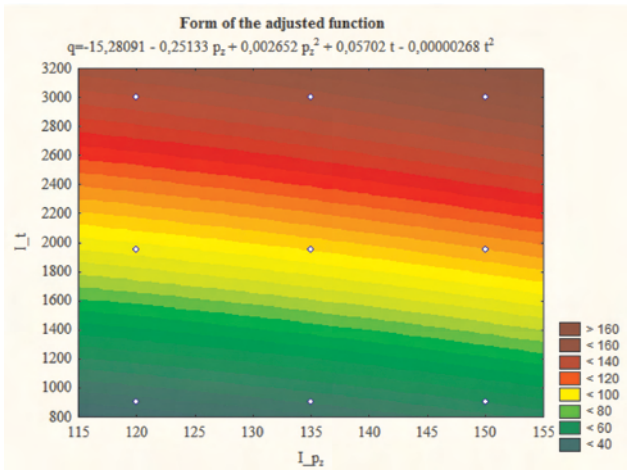


Fig. 1. Contour plot of prediction of the single fuel dose per cycle, depending on the pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection for the estimation using the model without the interaction

Rys. 1. Wykres warstwiczny predykcji jednoczęściowej dawki paliwa na cykl w zależności od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku paliwa przy estymacji z wykorzystaniem modelu bez interakcji;  $t$  [ $\mu$ s],  $p_2$  [MPa],  $q$  [mg/wtr.]

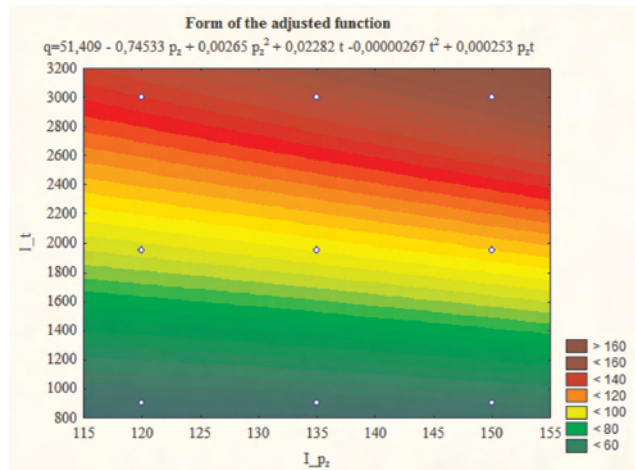


Fig. 2. Contour plot of prediction of the single fuel dose per cycle, depending on the pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection for the estimation using the model with the linear-linear interaction

Rys. 2. Wykres warstwiczny predykcji jednoczęściowej dawki paliwa na cykl w zależności od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku paliwa przy estymacji z wykorzystaniem modelu z interakcjami liniowo-liniowymi;  $t$  [ $\mu$ s],  $p_2$  [MPa],  $q$  [mg/wtr.]

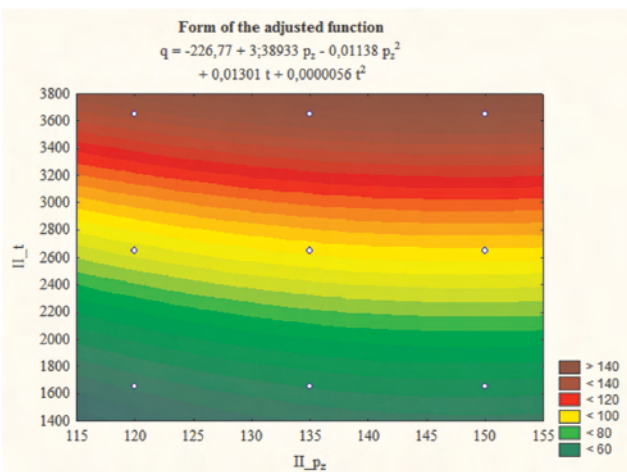


Fig. 3. Contour plot of prediction of the two-part fuel dose per cycle, depending on the pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection for the estimation using the model without the interaction

Rys. 3. Wykres warstwiczny predykcji dwuczęściowej dawki paliwa na cykl w zależności od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku paliwa przy estymacji z wykorzystaniem modelu bez interakcji;  $t$  [ $\mu$ s],  $p_2$  [MPa],  $q$  [mg/wtr.]

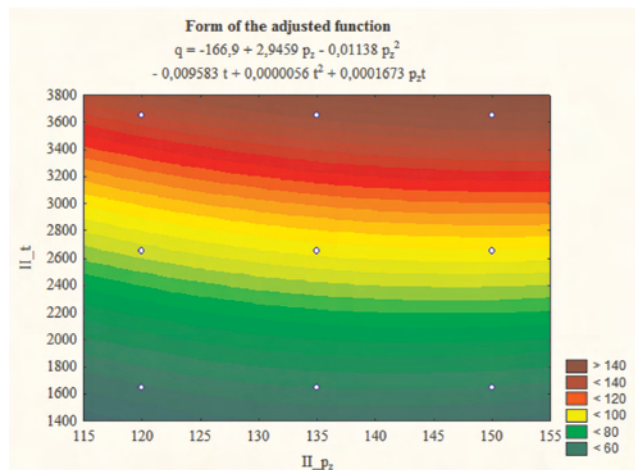


Fig. 4. Contour plot of prediction of the two-part fuel dose per cycle, depending on the pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection for the estimation using the model with the linear-linear interaction

Rys. 4. Wykres warstwiczny predykcji dwuczęściowej dawki paliwa na cykl w zależności od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku paliwa przy estymacji z wykorzystaniem modelu z interakcjami liniowo-liniowymi;  $t$  [ $\mu$ s],  $p_2$  [MPa],  $q$  [mg/wtr.]

- Applying the elements of experiment planning ensures a high efficiency in obtaining the planned scope of research, shortening of the experiment duration and a reduction of its costs.
- Among the approximating functions applied in the analysis the statistically significant were the functions applying the model without the interaction and the function applying the model with the linear-linear interaction. The function applying the model taking the linear-square interaction into account was statistically insignificant.
- The accuracy of the approximation of the approximating polynomials, accepted as statistically significant, does not exceed the established five percent of confidence interval.

- Spśród wykorzystanych do analizy funkcji aproksymujących istotnie statystycznie okazały się funkcje z użyciem modelu bez interakcji i funkcja z użyciem modelu z uwzględnieniem interakcji liniowo-liniowych. Funkcja z użyciem modelu z uwzględnieniem interakcji liniowo-kwadratowych okazała się nieistotna statystycznie.
- Dokładności przybliżenia wielomianów aproksymujących przyjętych jako istotne statystycznie nie przekroczyły założonego pięcioprocentowego przedziału ufności.

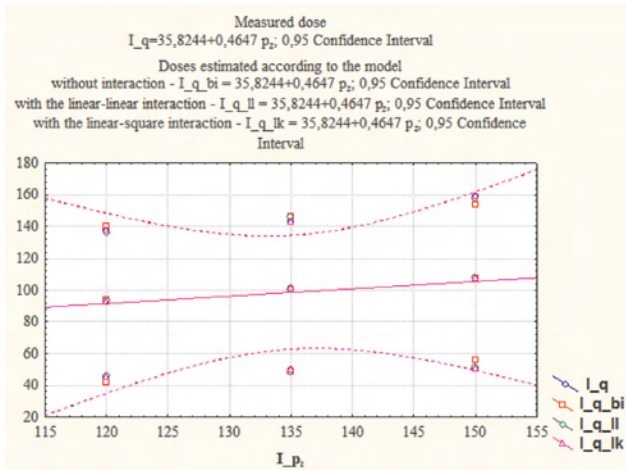


Fig. 5. The comparison of the measured and estimated doses [mg/inj.] of fuel depending on the model of function (function of the research object) as a function of pressure in the tank  $p_z$  [MPa] for the single dose

Rys. 5. Porównanie dawek paliwa [mg/wtr.] pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji ciśnienia w zasobniku  $p_z$  [MPa] dla dawki jednoczęściowej

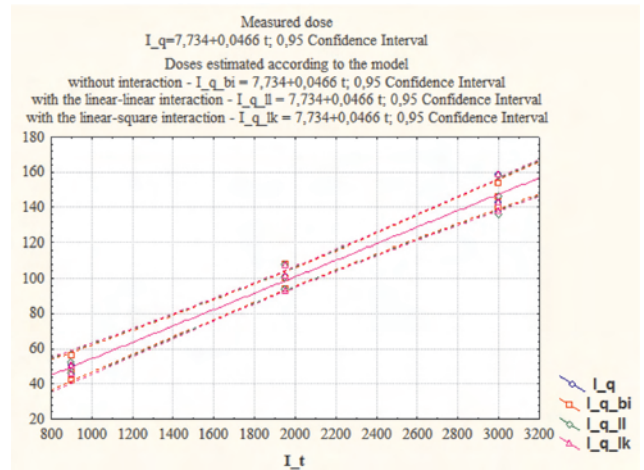


Fig. 6. The comparison of the measured and estimated doses [mg/inj.] of fuel depending on the model of function (function of the research object) as a function of injection time  $t$  [ $\mu$ s] for the single dose

Rys. 6. Porównanie dawek paliwa [mg/wtr.] pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji czasu wtrysku  $t$  [ $\mu$ s] dla dawki jednoczęściowej

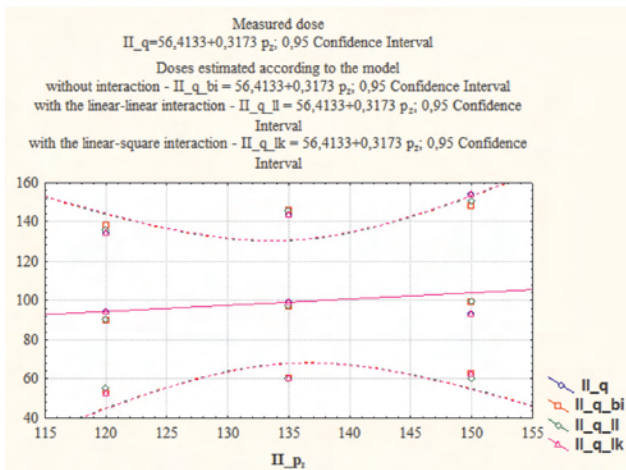


Fig. 7. The comparison of the measured and estimated doses [mg/inj.] of fuel depending on the model of function (function of the research object) as a function of pressure in the tank  $p_z$  [MPa] for the two-part dose

Rys. 7. Porównanie dawek paliwa [mg/wtr.] pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji ciśnienia w zasobniku  $p_z$  [MPa] dla dawki dwuczęściowej

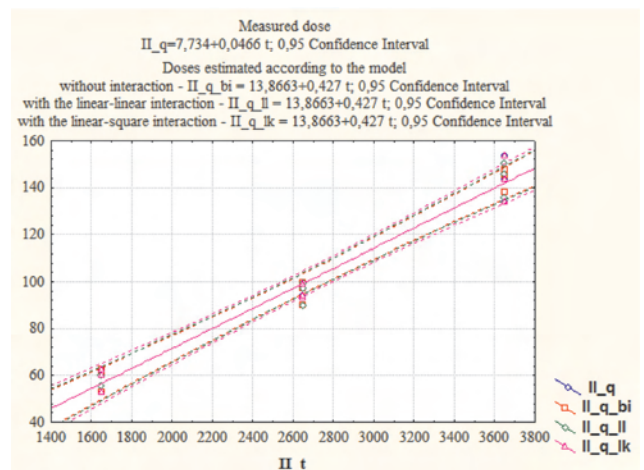


Fig. 8. The comparison of the measured and estimated doses [mg/inj.] of fuel depending on the model of function (function of the research object) as a function of injection time  $t$  [ $\mu$ s] for the two-part dose

Rys. 8. Porównanie dawek paliwa [mg/wtr.] pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji czasu wtrysku  $t$  [ $\mu$ s] dla dawki dwuczęściowej

## Bibliography/Literatura

- [1] Piaseczny L., Walkowski M.: Method for the determining the fuel dose in three-part injection in the CR System of marine combustion engine. Combustion Engines nr 2/2013.
- [2] Piaseczny L., Walkowski M.: Simulation studies of selected characteristics of the injection system the com-mon rail medium-speed research engine. Combustion Engines nr 4/2012.
- [3] Korzyński M.: Metodyka eksperymentu. WNT, Warszawa 2006.
- [4] Chłopek Z., Piaseczny L.: Zastosowanie teorii planowania doświadczeń w badaniach ekologicznych właściwości silników spalinowych. Archiwum Motoryzacji nr 2-3/2002.
- [5] STATISTICA PL dla Windows: Tom IV – Statystyki przemysłowe. StatSoft Polska, Kraków 1997.

Prof. Leszek Piaseczny, DSc, DEng. – Professor in the Mechanical- Electric Faculty at Naval University of Gdynia.

Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – profesor na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

e-mail: [piaseczny@ptnss.pl](mailto:piaseczny@ptnss.pl)



Mirosław Walkowski, DEng.

Dr inż. Mirosław Walkowski

email: [mwal@interia.eu](mailto:mwal@interia.eu)



## The reasons and adverse effect of internal diesel injector deposits formation

*The paper report on the state of affairs so far in the scope of internal diesel injection deposits (IDID) issue affecting modern diesel high pressure common rail (HPCR) systems. Different types of deposits have been described and the factors supporting their creation. These deposits have been extensively studied to understand their formation mechanisms and composition. To this end an engine test procedure was developed to assess the deposit forming tendencies of various types. Findings of two long time dynamometer engine tests in which the course of the IDID formation and HPCR performance impairing was followed by measurement different engine parameters have been reported. Performance evaluation of HPCR injectors before and after tests have been presented also.*

Key words: IDID injectors deposits type, HPCR engine fuel injection systems, Diesel engines

### Przyczyny powstawania i szkodliwy wpływ wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach silników o zapłonie samoczynnym

*W artykule omówiono potencjalne przyczyny i skutki tworzenia się wewnętrznych osadów (IDID – Internal Diesel Injector Deposits w wysokociśnieniowych układach wtrysku paliwa typu HPCR (High Pressure Common Rail) silników o zapłonie samoczynnym. Opisano różne typy takich osadów oraz czynniki powodujące ich powstawanie. Przeprowadzono symulowane testy silnikowe, wg własnej metodyki badawczej, w których wytworzono przedmiotowe osady dwóch typów o różnym składzie i charakterze. Przedstawiono wyniki dwóch długotrwałych testów silnikowych, w których obserwowano przebieg powstawania IDID (i związane z tym pogarszanie właściwości użytkowych układu HPCR) poprzez monitorowanie różnych parametrów diagnostycznych silnika, a następnie ocenę wtryskiwaczy po testach.*

Słowa kluczowe: osady typu IDID, układy wtryskowe typu HPCR, silniki o zapłonie samoczynnym

#### 1. Introduction

Expansion of diesel engines with direct fuel injection in the late 90's of the last century brought about rapid development in high-pressure injection systems out of which in the following years the largest popularity has achieved the system of HPCR type (High Pressure Common Rail). In case of those systems, similarly to earlier types of fuel injection systems, appeared the problem of external coke deposits accumulating in the ducts and around outlet holes of multi-hole nozzles. And while in diesel engines with indirect fuel injection the amount and rate of coke formation were widely influenced by the type of injector used, in case of direct fuel injection it is the fuel that plays the key role in formation of the subject coke deposits.

At the same time, since about 2008, there has been observed an alarmingly increasing number of failures of HPCR systems and in consequence failures of engines, induced by formation of deposits on working components of internal subassemblies of the systems, and on injectors in particular. Conducted chemical analysis proved the deposits to be of different composition and morphology from external coke deposits in ducts and around the outlet holes of the multi-hole nozzles analyzed up to now [1–4]. It was also found that the factors causing formation of this new group of deposits, called internal diesel injector deposits (IDID), and conditions promoting their growth are utterly different from those influencing formation of external coke deposits – see Fig. 1.

In currently used systems of HPCR type, injection pressure amounts to 2000 or even up to 2200 bar and the quantity

#### 1. Wstęp

Rozpowszechnienie, w drugiej połowie lat 90. ubiegłego wieku, silników o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa spowodowało gwałtowny rozwój wysokociśnieniowych układów wtrysku paliwa, spośród których, w kolejnych latach, największą popularność zyskał układ typu HPCR (*High Pressure Common Rail*). Jednak dla tych układów, podobnie jak we wcześniejszych typach układów wtrysku paliwa, pojawił się problem zewnętrznych osadów koksowych gromadzących się w kanalikach i wokół otworków wylotowych wielootworkowych rozpylaczy. Przy czym, o ile w silnikach ZS z pośrednim wtryskiem paliwa na wielkość i szybkość zakoksovania rozpylaczy wtryskiwaczy duży wpływ ma typ zastosowanego rozpylacza, o tyle dla silników z bezpośrednim wtryskiem paliwa właśnie paliwo odgrywa kluczową rolę w tworzeniu przedmiotowych osadów koksowych.

Równocześnie, od około 2008 r., zaczęto obserwować na całym świecie niepokojąco zwiększającą się liczbę awarii układów HPCR, a w konsekwencji silników, związanych z powstawaniem osadów na wewnętrznych elementach roboczych podzespołów przedmiotowych układów, a w szczególności wtryskiwaczy. Przeprowadzone analizy chemiczne wykazały, że osady te mają odmienny skład i morfologię od dotychczas badanych, zewnętrznych osadów koksowych w kanalikach i wokół otworków wylotowych rozpylaczy [1–4]. Stwierdzono też, że czynniki powodujące powstawanie tej nowej grupy osadów, nazwanych osadami wewnętrznymi układów wtryskowych silników ZS (IDID –

of fuel dosed and injected through holes of diameter frequently less than  $100\ \mu\text{m}$ , for cars with engine cubic capacity of about 2l, ranges from  $1\ \text{mm}^3$  (initial dose – guiding) to  $40\ \text{mm}^3$  (dose at full engine load). Simultaneously, the injection time of the subject fuel dose is 1–2 milliseconds, which in case of multiple injection (multiphase) strategy means 10 000 injections per minute [4]. The fastest currently used electromagnetic injectors obtain the opening time of 0.303 ms, and in case of more and more widely used piezoelectric injectors it is up to 0.1 ms. Considering the above operating parameters of injectors and required very high precision of their manufacturing (clearance between the casing of the nozzle and cylindrical needle moving within the casing is about  $1\ \mu\text{m}$ ) associated with very high pressures of fuel injecting, any internal deposits on surfaces of cooperating internal elements have adverse influence on functioning of the whole assembly. Nozzles must provide appropriate timing of opening and sufficient time of injection into combustion chambers. When closed, any leak is unacceptable as this could adversely influence emission of harmful components from engine, lead to higher fuel consumption and to coke formation and distortion of the flow of fuel streams from holes and their tips, which would impair the fuel injection process in terms of quantity and quality. IDID slow down the injectors' operating rate (so called shifting time) and glue (immobilize) the cooperating components of injectors leading to loss of control not only in terms of quantity and quality of formed fuel dose but also in terms of its distribution during

Internal Diesel Injector Deposit) i warunki sprzyjające ich przyrostowi są zupełnie inne niż dla zewnętrznych osadów koksowych – rys. 1.

W obecnie stosowanych układach typu HPCR ciśnienie wtrysku paliwa sięga 2000, a nawet 2200 bar, a ilość odmierzanego, a następnie wtryskiwanego, przez otwórki o średnicy często poniżej  $100\ \mu\text{m}$ , paliwa dla silnika do samochodu osobowego o pojemności skokowej ok. 2 litrów, zawiera się w zakresie od  $1\ \text{mm}^3$  (dawka wstępna – pilotująca) do  $40\ \text{mm}^3$  (dawka przy pełnym obciążeniu silnika). Czas wtrysku dawki paliwa to 1–2 milisekundy, co w odniesieniu do strategii wtrysku wielokrotnego (wielofazowego) oznacza wykonanie do 10 000 wtrysków na minutę [4]. Najszybsze stosowane obecnie wtryskiwacze elektromagnetyczne wykorzystują czas otwarcia równy 0,303 ms, a coraz szerzej wykorzystywane wtryskiwacze piezoelektryczne – do 0,1 ms. Biorąc pod uwagę powyższe parametry użytkowe wtryskiwaczy i wymaganą ich bardzo dużą dokładność wykonania (luz pomiędzy obudową rozpylacza i poruszającą się w nim walcową, prowadzącą częścią iglicy wynosi około  $1\ \mu\text{m}$ ), związaną z bardzo wysokimi ciśnieniami wtrysku paliwa, wszelkie osady wewnętrzne na powierzchniach współpracujących elementów roboczych mają szkodliwy wpływ na działanie całego zespołu. Rozpylacze muszą gwarantować odpowiednią chwilę otwierania i czas trwania wtrysku paliwa do komór spalania. W stanie zamkniętym nie mogą wykazywać przecieków, które mogłyby niekorzystnie wpływać na emisję szkodliwych składników spalin z silnika, zwiększenie

zużycia paliwa i prowadzić do zakoksovania i zniekształcenia wpływu strug paliwa z otworów ich końcówek, co zaburzałoby w sposób ilościowy i jakościowy proces rozpylania paliwa. IDID spowalniają szybkość działania wtryskiwaczy (tzw. czas przestawiania) i sklejają (unieruchamiają) współpracujące ze sobą elementy robocze wtryskiwaczy, co prowadzi do utraty kontroli nie tylko w zakresie ilościowego i jakościowego tworzenia dawki paliwa, ale także jej podziału podczas wtrysku wielofazowego i okresu wtryskiwania w czasie. IDID wpływają też na niekontrolowane zaburzenia profilu zmian ciśnienia wielofazowego wtrysku paliwa przez osadzanie się na zworach i kotwicach elektromagnesów sterujących przepływem paliwa we wtryskiwaczach. W praktyce powoduje to: utrudniony rozruch silnika, wypadanie zapłonów, nierównomierną pracę silnika zarówno na biegu jałowym, jak i podczas

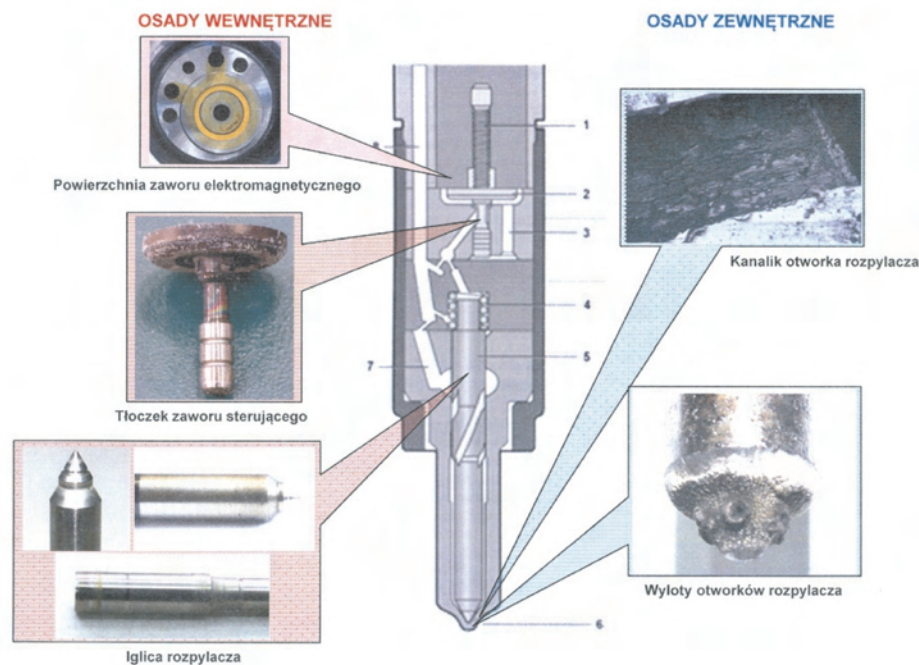


Fig. 1. Sectional view of fuel injection system of HPCR type with marked areas where internal and external deposits occur: 1 – spring of electromagnetic valve, 2 – control valve, 3 – outflow fuel drain, 4 – fuel distribution control chamber, 5 – nozzle needle, 6 – nozzle hole, 7 – initial chamber

Rys. 1. Przekrój wtryskiwacza układu wtrysku paliwa typu HPCR z zaznaczonymi obszarami występowania osadów wewnętrznych i zewnętrznych: 1 – sprężyna zaworu elektromagnetycznego, 2 – zawór sterujący, 3 – kanał odpływowy paliwa, 4 – komora sterująca rozdziałem paliwa, 5 – iglica rozpylacza, 6 – otwórki rozpylacza, 7 – komora wstępna

multiphase injection and over the injection period. IDID, due to depositing on valves and anchors of electromagnets controlling fuel flow in injectors, also cause uncontrolled disturbances in the profile of pressure changes in multiphase fuel injection. In practice it causes difficulties in starting the engine, misfiring, uneven operation of engine both in idle run and under load, uncontrolled changes of engine power and torque, increase in emission of harmful components and opacity of exhaust fumes, higher fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission. Therefore, the main threats of IDID formation for correct operation of HPCR system arises from reduced operating dynamic of internal working components of injectors or from their sticking together which results in hydraulic dysfunction of those vital subassemblies. Additional factor promoting IDID formation in injection system of HPCR type is high working temperature accelerating oxidation and decomposition of chemically unstable fuel components.

## 2. Types of internal injector deposits (IDID)

Tests of IDID conducted so far allow us to assume a few hypothetical mechanisms of IDID formation, however each of those mechanisms requires further tests for verification and/or final confirmation. It ensues from complexity of factors and conditions potentially influencing initialisation and formation of the subject deposits, the most important of which are: fuel composition and its treated additives, amount of different impurities entering fuel at the stage of production and transport (even in quantities below 1 mg/kg), amount and quality of FAME in fuel, engine operating conditions, temperatures achieved by fuel in fuel injection system, etc. Moreover, the physical character of deposits may differ as those might be soaps and metal salts or ashless materials such as imide or amide organic polymers [1, 5, 11]. Also the boundary conditions in which IDID form are not known.

Modern fuel injection systems are lubricated by fuel flowing through. Diesel oils manufactured nowadays contain various acid components. Fatty acids of different saturation levels are commonly used as lubricating additives. As it was proved, such acids easily react with metal ion impurities in fuel, forming soaps and deposits. For example, fatty acid soaps containing zinc cause settling of coke deposits on outlet holes of injector nozzle. It has been known for some time already that carboxylate salts and polar chemical compounds with low molecular weight are less soluble in low-sulphur diesel fuels than in previously used high-sulphur diesel fuels. That, combined with conditions inside injectors in HPCR systems, promotes formation of internal deposits. For example, sodium soaps of fatty acids are slightly soluble in diesel fuel thus they can foster tendencies for formation of internal deposits inside injectors. Growing share of FAME in diesel oils results in increase of sodium content in fuel, as this metal is present in typical catalysts used in transesterification reactions. Sodium ions captured by fatty acids being by-product of FAME or used as lubricating additives generate deposits of sodium soaps which, due to weak solubility in fuel, precipitate in the form of IDID. FAME contained in diesel oil might additionally promote

jego obciążania, niekontrolowane zmiany mocy i momentu obrotowego silnika, wzrost zadymienia i emisji szkodliwych składników w spalinach silnika, wzrost zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Zatem zagrożenia związane z powstawaniem IDID dla poprawnej pracy układu HPCR wynikają z ograniczenia dynamiki pracy wewnętrznych elementów roboczych wtryskiwaczy lub ich całkowitego sklejenia, co powoduje hydrauliczną dysfunkcję działania tych ważnych podzespołów. Dodatkowym czynnikiem sprzyjającym powstawaniu IDID w układach wtrysku paliwa typu HPCR jest wysoka temperatura ich pracy, a to przyspiesza utlenianie i dekompozycję chemicznie niestabilnych składników paliwa.

## 2. Typy wewnętrznych osadów wtryskiwaczy (IDID)

Dotychczas przeprowadzone badania IDID pozwoliły hipotetycznie założyć kilka mechanizmów ich tworzenia, jednak każdy z tych mechanizmów wymaga prowadzenia dalszych badań w celu ich zweryfikowania i/lub ostatecznego potwierdzenia. Bierze się to z dużej złożoności czynników i warunków mogących mieć wpływ na inicjowanie powstawania, a następnie na tworzenie się przedmiotowych osadów, z których najważniejsze to: skład paliwa i uszlachetniających go dodatków, ale także zawartość różnych zanieczyszczeń przedostających się zarówno podczas produkcji paliw, jak i ich transportu (nawet w ilościach poniżej 1mg/kg), ilość i jakość zawartego w paliwie FAME, warunki pracy silnika, temperatury, do jakich nagrzewa się paliwo w układzie wtrysku paliwa itp. Ponadto, charakter fizyczny przedmiotowych osadów może być różny, jako że mogą to być mydła i sole metali, lub bezpopiołowe materiały w postaci imidowych lub amidowych polimerów organicznych. [1, 5, 11]. Dodatkowo nie są znane graniczne warunki, w jakich mogą powstawać IDID.

We współczesnych układach wtrysku paliwa do ich smarowania wykorzystywane jest przepływające przezeń paliwo. Obecnie wytwarzane oleje napędowe zawierają rozmaite komponenty kwasowe. W różnym stopniu nienasycone kwasy tłuszczowe są powszechnie używane jako dodatki smarownicowe. Jak wykazano, takie kwasy łatwo reagują z jonami metali, stanowiącymi zanieczyszczenia paliwa, formując mydła i osady. Przykładowo, mydła kwasów tłuszczowych zawierające cynk powodują odkładanie się osadów zakorkowujących otwory wylotowe rozpylaczy wtryskiwaczy. Od dłuższego czasu wiadomo, że sole karboksylowe i polarne związki o małej masie cząsteczkowej słabiej rozpuszczają się w niskosiarkowych olejach napędowych, aniżeli w dawniej stosowanych, wysokosiarkowych. To w połączeniu z warunkami panującymi wewnątrz wtryskiwaczy układów HPCR sprzyja tworzeniu osadów wewnętrznych. Dla przykładu, sodowe mydła kwasów tłuszczowych są słabo rozpuszczalne w oleju napędowym, a zatem mogą wzmacniać tendencje do tworzenia wewnętrznych osadów we wtryskiwaczach.

Coraz większy udział FAME w olejach napędowych wpływa na wzrost zawartości sodu w paliwie, ponieważ metal ten jest składnikiem typowych katalizatorów stosowanych w reakcjach transestryfikacji. Jony sodu prze-

formation of deposits of IDID type due to content of acid impurities generated during production of FAME and formed in the process of autocatalytic decomposition of fatty esters with metal ions involved [6]. Thus generated deposits may result in sticking together the surfaces of cooperating moving parts [1–5] and strengthen corrosion processes. In the USA, Denmark and France it has been observed that sodium salts, typically in form of nitrites ( $\text{NaNO}_2$ ), used as corrosion inhibitors in fuel industry pipelines at only  $> 0.1 \text{ mg/kg}$  content may react with fatty acids included in lubricating additives, resulting in formation of sodium salts of fatty acids [5]. Being slightly soluble in diesel fuel, they easily separate from fuel and adhere on internal surfaces of working elements of subassemblies of fuel injection system in form of light grey substance.

In European countries more frequently are observed IDID formed from organic polymers. Such deposits form viscous, brown wax covering internal surfaces of elements of HPCR systems and their chemical composition essentially differs from the above-described soaps with metal ions. The latter do not contain metal ions. They result from reaction of commonly used detergent additives for diesel fuels in form of polyisobutylene succinimide (PIBSI) counteracting formation of external coke deposits, with formic acid, corrosion inhibitors and lubricating additives in form of fatty acids monomers or dimers. Exceptionally susceptible to subject deposits formation are PIBSIs with high content of primary amine in interaction with carboxylate dimers of fatty acids. Generated deposits are insoluble in commonly used organic solvents, which significantly hinder their analysis and defining chemical structure.

Tests conducted so far indicate also possibility of IDID formation from products of fuel oxidation. Such products may be present particularly in case of unstable diesel fuels containing FAME or originate from deterioration of fatty acids esters included in lubricating additives [1–5, 7–9, 11].

Summarising, the above-described IDID, present in fuel injection systems of HPCR type might be divided into three groups:

Type I – defined as: soaps including metal ions (mostly sodium soaps of fatty acids) or “waxy” deposits or carboxylate soaps or carboxylate salts. They are formed as a result of interaction of:

- corrosion inhibitors with fatty acid monomers used in lubricating additives,
- corrosion inhibitors with fatty acid dimers used in lubricating additives,
- corrosion inhibitors with alkenyl-succinic acids such as DDS (dodecyl succinic acid) and HDS (hexadecyl succinic acid) used in lubricating additives.

Type II – defined as: viscous, waxy deposits or organic polymer deposits or amide deposits. They are formed as a result of interaction of:

- detergent additives such as polyisobutylene succinimide (PIBSI) with formic acid,
- detergent additives such as polyisobutylene succinimide (PIBSI) with fatty acid used in lubricating additives (particularly with fatty acid dimers)

chwytywane przez kwasy tłuszczowe będące produktami ubocznymi FAME lub stosowane jako dodatki smarnościowe generują osady typu mydła sodu, które na skutek słabej rozpuszczalności w paliwie wytrącają się w postaci IDID. Zawarte w oleju napędowym FAME mogą dodatkowo sprzyjać tworzeniu osadów typu IDID przez zawarte w nich kwasowe zanieczyszczenia powstałe podczas produkcji FAME oraz te uformowane przez autokatalityczny podział estrów tłuszczowych z udziałem jonów metali [6]. Powstałe w ten sposób osady mogą powodować sklepanie powierzchni ruchowo współpracujących ze sobą elementów [1–5] i intensyfikować procesy korozyjne. W USA, Danii i Francji zaobserwowano, że sole sodowe, zazwyczaj w postaci azotynów ( $\text{NaNO}_2$ ), używane jako inhibitory korozji w rurociągach do przesyłu paliw, już przy zawartości  $> 0,1 \text{ mg/kg}$  w paliwie mogą wchodzić w reakcje z kwasami tłuszczowymi, stanowiącymi dodatki smarnościowe, tworząc sodowe mydła kwasów tłuszczowych [5]. Jako słabo rozpuszczalne w oleju napędowym, łatwo rozdzielają się z nim i przywierają do wewnętrznych powierzchni elementów roboczych podzespołów układu wtrysku paliwa w postaci osadów o jasnej białoszarej barwie.

W krajach Europejskich częściej obserwowane są IDID tworzone z polimerów organicznych. Osady te mają postać lepkich, brązowych laków pokrywających wewnętrzne powierzchnie elementów układów HPCR, a ich skład chemiczny jest zupełnie odmienny od wyżej opisanych mydeł z jonem metalicznym. Osady te nie zawierają w swym składzie jonów metalicznych. Powstają na skutek reakcji powszechnie stosowanych dodatków detergentowych do olejów napędowych w postaci poliizobutylenowego imidu kwasu bursztynowego (PIBSI – *polyisobutylene succinimide*), przeciwdziałającego powstawaniu zewnętrznych osadów koksowych, z kwasem mrówkowym, inhibitorami korozji lub dodatkami smarnościowymi stanowiącymi monomery bądź dimery kwasów tłuszczowych. Szczególnie podatne na tworzenie przedmiotowych osadów są PIBSI z dużą zawartością aminy pierwszorzędowej w interakcji z dimerami karboksylowych kwasów tłuszczowych. Powstałe osady są nierozpuszczalne w ogólnie stosowanych rozpuszczalnikach organicznych, co bardzo utrudnia ich analizę i określenie budowy chemicznej.

Dotychczas przeprowadzone badania wskazują też na możliwość powstawania IDID z produktów utleniania paliw. Produkty takie mogą występować zwłaszcza w przypadku niestabilnych olejów napędowych zawierających FAME lub pochodzić ze starzenia estrowych kwasów tłuszczowych wstępujących w dodatkach smarnościowych [1–5, 7–9, 11].

Podsumowując, wyżej opisane IDID, występujące w układach wtrysku paliwa HPCR, można podzielić na trzy typy:

- Typ I – określane są jako: mydła zawierające jon metaliczny (w większości sodowe mydła kwasów tłuszczowych) lub osady „woskowe”, albo mydła karboksylowe, albo też sole karboksylowe. Powstają one na skutek współdziałania:
- inhibitorów korozji z monomerami kwasów tłuszcz-

Type III – defined as: fuel oxidation products. Those result from deterioration of FAME contained in diesel fuel and/or are products of deterioration of fatty acids originating from lubricating additives.

### 3. Assumptions concerning research conducting

The aim of the research was to produce IDID in specially developed engine tests creating favourable conditions for this type deposits formation and defining the influence of the subject deposits on the key operational parameters of fuel injection system of HPCR type.

The tests were conducted with the use of universal engine test stand constructed in INiG. The essential element of the test stand was a modern diesel engine of HSDI type of FORD make, identified as 2.0i 16V Duratorq TDCi. The engine was powered by direct, high-pressure fuel injection system of HPCR type.

As it has been proved in tests conducted so far, high temperature of fuel flowing through HPCR system promotes IDID formation. During engine operation, fuel excessively supplied to injectors continuously cools them (its larger part is drained back to fuel tank with the use of overflow ducts), but as the engine stops, in the initial stage of its cooling, the tips of injectors are exposed to even higher temperatures. Making that assumption and taking into consideration the fact that the engine on the test stand cannot operate continuously due to specificity of the engine test bed, it was proposed that the test should be conducted with intervals varying in length (which is, by the way, consistent with the way of exploiting vehicles, which are also not exploited continuously), and intervals between subsequent engine starts should differ in length. As a result it was established that the most propitious conditions for IDID formation would be created for engine operating with fixed parameters during the whole period of test, i.e. for engine speed of 3000 rpm and load of 160 Nm, which is equivalent to temperature measured directly close to injector tip, ranging from 365 to 380 °C (depending on the cylinder in which the measurements are taken). In such conditions of the test the temperature of fuel in overflow ducts of injectors amounted to 95–115 °C. It was assumed that in the test the engine would be started in cycles for two hours, then it would be turned off for 2 to 16 hours, followed by subsequent two hours of operation and turning off and so on, until 60 hours of actual engine operation would be achieved (e.i. 30 cycles, each two hours long). The test was to be finished earlier in case of injector dysfunction precluding start and further operation of the engine. For each test was used a new set of injectors after initial diagnostic assessment in authorized service centre. While operating, the engine parameters would be kept on fixed levels as far as engine speed and delivery rate of injection pump are considered, and the following parameters would be monitored: engine speed, engine power and torque, exhaust gas temperature in exhaust system, fuel consumption and exhaust gas opacity.

The engine was fueled with commercial diesel oil EKODIESEL ULTRA F 4.8 with addition of mixture of chemical compounds dissolved in diesel fuel (prepared in form of 1-litre premixes) which, as results of previously

czowych wykorzystywanych w dodatkach smarościowych,

– inhibitorów korozji z dimerami kwasów tłuszczowych wykorzystywanych w dodatkach smarościowych,  
– inhibitorów korozji z kwasami alkenylo-bursztynowymi jak DDS (*dodecenył succinic acid*) i HDS (*hexadecenył succinic acid*) wykorzystywanych w dodatkach smarościowych.

Typ II – określane są jako: lepkie, lakowe osady lub osady polimerowo-organiczne, albo osady amidowe. Powstają one na skutek współdziałania:

– dodatków detergentowych w postaci poliizobutylenowego imidu kwasu bursztynowego (PIBSI – *polyisobutylene succinimide*) z kwasem mrówkowym,

– dodatków detergentowych jak PIBSI z kwasem tłuszczowym wykorzystywanym w dodatkach smarościowych (w szczególności z dimerów kwasów tłuszczowych).

Typ III – określane są jako: produkty utleniania paliwa. Powstają na skutek starzenia FAME zawartego w ON i/lub jako produkty starzenia kwasów tłuszczowych pochodzących z dodatków smarościowych.

### 3. Założenia dotyczące prowadzenia badań

Celem badań było wytworzenia IDID w warunkach specjalnie opracowanych testów silnikowych, sprzyjających powstawaniu tego typu osadów, oraz określenie wpływu przedmiotowych osadów na kluczowe parametry pracy układu wtrysku paliwa typu HPCR.

Badania przeprowadzono przy wykorzystaniu uniwersalnego, silnikowego stanowiska badawczo-testowego skonstruowanego w INiG. Zasadniczym elementem stanowiska jest nowoczesny silnik wysokoprężny typu HSDI marki FORD, noszący oznaczenie 2.0i 16V Duratorq TDCi. Silnik jest zasilany wysokociśnieniowym układem wtrysku paliwa typu HPCR.

Jak stwierdzono w dotychczasowych badaniach, wysoka temperatura paliwa przepływającego przez HPCR sprzyja tworzeniu IDID. Podczas pracy silnika podawane do wtryskiwaczy z dużym nadmiarem paliwo stale je chłodzi (jego większa część jest odprowadzana za pomocą przelewów z powrotem do zbiornika paliwa), natomiast po zatrzymaniu silnika powstają, w początkowym okresie jego chłodzenia, warunki jeszcze większego nagrzania końcówek wtryskiwaczy. Wychodząc z tego założenia i biorąc pod uwagę, że silnik na stanowisku badawczym nie będzie mógł być eksploatowany bez przerwy, co wynika ze specyfiki pracy hamowni, założono, że test będzie prowadzony z przerwami o różnej długości. Jest to zgodne ze sposobem eksploatacji pojazdów, które też nie są używane bez przerwy, a czasowe przerwy pomiędzy kolejnymi uruchomieniami silnika są różne. W konsekwencji ustalono, że najbardziej sprzyjające warunki do powstawania osadów typu IDID będą stworzone podczas pracy silnika na stałych parametrach przez cały czas prowadzenia testu, tj. przy prędkości obrotowej 3000 obr/min i obciążeniu 160 Nm, co odpowiada temperaturze zmierzonej w bezpośredniej bliskości końcówki wtryskiwacza, w granicach 365–380 °C (w zależności od cylindra, w którym prowadzono pomiary). W tych warunkach prowa-

conducted tests in different laboratories worldwide suggest, have the biggest influence on initialisation and formation of IDID [1, 6–9, 11, 12].

Below is described the first batch of mixture aiming at formation of IDID of the I type, i.e. soaps containing metal ion.

Two batches of additive were prepared, each for 300 l of fuel, with assumed dosage of active substances of 150 mg/kg. Single batch was formed from 37.5 g of dodecyl succinic acid, 7.5 g of sodium nitrite (weight ratio 5:1) and 50.0 g of Shellsol A. The mixture was homogenized by heating up to 40 °C and ultrasonic treatment for about 1 hour. Sodium nitrite reacted while mixing with acid in ultrasonic bath, releasing nitric oxides. The product obtained was practically solution of sodium salt of dodecyl succinic acid (soap) saturated with nitric oxides. From that batch a premix was prepared by diluting with fuel up to a volume of 1 dm<sup>3</sup>.

The second batch of substance mixture, aiming at formation of IDID of the second type, i.e. viscous, waxy organic polymer deposits, was prepared as described below.

Two batches of additive were prepared, each for 300 l of fuel, with assumed dosage of active substances of 200 mg/kg. Single batch included 46.7 g of succinic acid imide containing free primary amine groups and 13.3 g of neodecanoic acid (weight ratio 3:1) and 50.0 g of Shellsol A. The mixture was homogenized by heating up to 40 °C and ultrasonic treatment for about 1 hour. From that batch a premix was prepared by diluting with fuel up to a volume of 1 dm<sup>3</sup>.

#### 4. Results of engine tests

In the first simulation engine test the influence of diesel oil containing the first batch of the above-described premix on IDID formation was assessed. During the test were observed essential, and increasing with testing time, irregular changes (fluctuations) within the measured engine parameters, i.e. engine torque, power, exhaust gas temperature and amount of exhaust gas opacity. It was determined that those changes ensued from gradual formation of deposits on internal surfaces of working elements of injectors. It caused disturbances in dynamic of operation and in the intervals when engine was stopped, also sticking together of elements responsible for regulation of fuel flow and dosage, leading to at least temporary immobilization of control piston of electromagnetic valve and/or needle controlling opening and closing of injectors. In consequence, if we assume that the injector needle got stuck (glued) in the open position of the injector or that the injector closing time was significantly slowed down (extended) due to difficulty in shifting the needle because of deposits settled on working surfaces, it led to increase of the maximum fuel dose exceeding the dose foreseen by the engine manufacturer. It resulted in increase of power above that normally gained for given rate of delivery of the injection pump. On the other hand, assuming immobilization of control piston of the electromagnetic valve in position restricting supply of required amount of fuel to the duct before nozzle injection holes or jamming the nozzle needle in position of partially closed injector, deficiency of fuel would result in uncontrolled reduction of engine power. Of course, the above-mentioned phenomena might differ in intensity for injectors in different

dzenia testu, temperatura paliwa w przewodach przelewowych wtryskiwaczy wynosiła 95–115 °C. Przyjęto, że w teście silnik uruchamiany jest cyklicznie, na dwie godziny, po czym zostaje wyłączony na okres 2 do 16 godzin, następnie zostaje uruchomiony na kolejne dwie godziny, potem wyłączony itd., aż do osiągnięcia 60 godzin rzeczywistej pracy silnika (tj. 30 cykli po 2 godziny). Test może być zakończony wcześniej wtedy, gdy powstaną dysfunkcje wtryskiwaczy uniemożliwiające uruchomienie i dalszą pracę silnika. Do każdego testu stosowany jest nowy komplet wtryskiwaczy po przeprowadzeniu jego wstępnej, diagnostycznej oceny w autoryzowanym serwisie. W czasie pracy silnika jego parametry utrzymywane są na stałym poziomie w zakresie wielkości wydatku pompy wtryskowej i prędkości obrotowej, a monitorowaniu podlegają następujące parametry: prędkość obrotowa, moc i moment obrotowy silnika, temperatura spalin w układzie wylotowym, wielkość zużycia paliwa i wielkość zadymienia spalin.

Do zasilania silnika używano handlowego oleju napędowego EKODIESEL ULTRA F 4,8, do którego dodawano (przygotowane w postaci 1-litrowych przedmieszek) mieszaniny związków chemicznych rozpuszczonych w przedmiotowym ON, które, jak sugerują dostępne wyniki dotychczas przeprowadzonych badań w różnych laboratoriach na świecie, mają największy wpływ na zainicjowanie i tworzenie IDID [1, 6–9, 11, 12].

Poniżej opisano pierwszy pakiet mieszaniny substancji, mających doprowadzić do wytworzenia pierwszego typu IDID, tzn. mydeł zawierających jon metaliczny.

Przygotowano dwie partie dodatku, każda na 300 l paliwa, przy założeniu dozowania substancji aktywnych na poziomie 150 mg/kg. Pojedyncza partia zestawiona została z 37,5 g kwasu dodecylobursztynowego i 7,5 g azotynu sodu (stosunek wagowy 5:1) oraz 50,0 g Shellsolu A. Mieszaninę ujednorodniono przez ogrzanie do temperatury 40 °C i poddanie działaniu ultradźwięków przez ok. 1 godz. Azotyn sodu w czasie mieszania z kwasem w łaźni ultradźwiękowej reagował z wydzieleniem tlenków azotu. Otrzymany produkt był praktycznie roztworem soli sodowej kwasu dodecylobursztynowego (mydło) nasyconym tlenkami azotu. Z tak otrzymanego pakietu sporządzono przedmieszkę przez rozcieńczenie paliwem do objętości 1 dm<sup>3</sup>.

Z kolei drugi pakiet mieszaniny substancji, mających doprowadzić do wytworzenia drugiego typu IDID, tzn. zawierających lepkie, lakowe osady polimerowo organiczne wykonano następująco: przygotowano dwie partie dodatku, każda na 300 l paliwa, przy założeniu dozowania substancji aktywnych na poziomie 200 mg/kg. Pojedyncza partia zestawiona została z 46,7 g imidu kwasu bursztynowego zawierającego wolne I-rzędowe grupy aminowe i 13,3 g kwasu neodekanowego (stosunek wagowy 3:1) oraz 50,0 g Shellsolu A. Mieszaninę ujednorodniono przez ogrzanie do temperatury 40 °C i poddanie działaniu ultradźwięków przez ok. 1 godz. Z tak otrzymanego pakietu sporządzono przedmieszkę przez rozcieńczenie paliwem do objętości 1 dm<sup>3</sup>.

engine cylinders, nevertheless they disturb the run of power, torque, engine exhaust gas temperature and other parameters, through uncontrolled quantity (excess air number  $\lambda$ ) and quality changes in prepared combustible mixture.

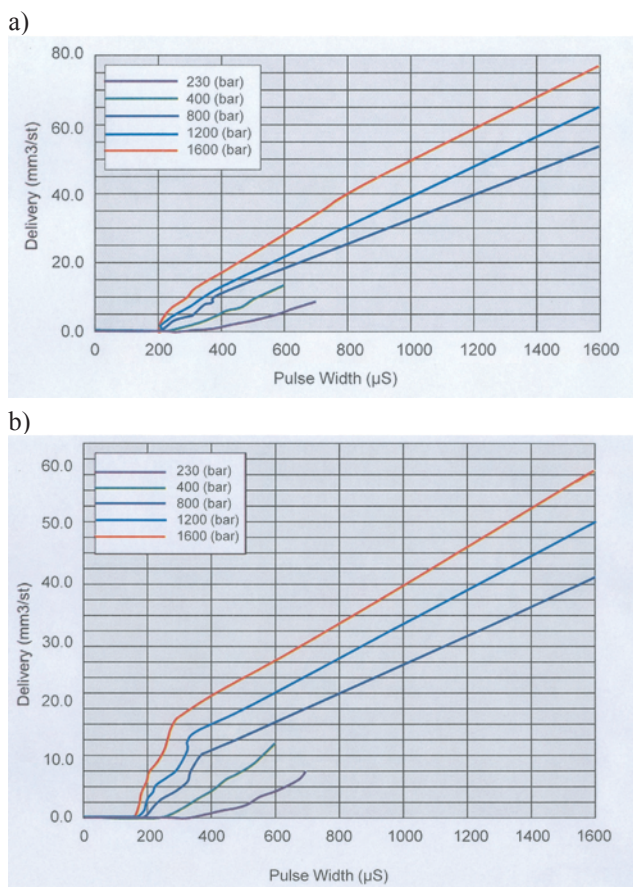


Fig. 2. Comparison of dosing characteristics for one injector before (a) and after (b) first engine test

Rys. 2. Porównanie charakterystyk dawkowania jednego z wtryskiwaczy przed (a) i po przeprowadzonym (b) pierwszym teście silnikowym

After the test was completed, the injectors were subjected to diagnostic assessment in authorized diagnostic, adjustment and repair service for fuel injection systems. The assessment confirmed the above described observations and hypothesis. For each assessed injector after the engine test there was observed a significant decrease in the amount of dosed fuel (axis of ordinates) in relation to given width of electric impulse (axis of abscissas) determining the time of injector opening independent of assumed pressure. Within the range from about 200  $\mu\text{s}$  to 400  $\mu\text{s}$  of impulse duration (start of injection) there were explicitly confirmed time and quantity disturbances in fuel dose stabilization ensuing from the changes (deterioration) of operating dynamic of internal working elements of injector responsible for overflow fuel flow control and fuel injection. Therefore, there is no doubt that deposits of IDID type generated in injectors have unequivocally negative influence on injector's operation. In Figure 2 is presented as an example comparison of characteristics of fuel dosing before and after conducted tests.

#### 4. Wyniki testów silnikowych

W pierwszym, symulacyjnym teście silnikowym oceniany był wpływ oleju napędowego zawierającego pierwszy pakiet wcześniej opisanych substancji na tworzenie IDID. Podczas testu obserwowano istotne, zwiększające się w miarę upływu czasu testu, nieregularne zmiany (wahania) w zakresie mierzonych parametrów pracy silnika, tj.: momentu obrotowego, mocy, temperatury spalin i wielkości zadymienia spalin. Jak ustalono, zmiany te były wynikiem stopniowego tworzenia się osadów na powierzchniach wewnętrznych, roboczych elementów wtryskiwaczy. Powodowało to zaburzenia dynamiki ich pracy, a w czasie przerw w pracy silnika sklejanie elementów odpowiedzialnych za regulację przepływu paliwa i jego dozowanie, skutkujące co najmniej czasowym unieruchomieniem tłoczka sterującego zaworu elektromagnetycznego i/lub iglicy sterującej otwieraniem i zamykaniem wtryskiwacza. W konsekwencji, jeśli założymy, że iglica wtryskiwacza zawiesiła (sklepiła) się w pozycji otwarcia wtryskiwacza lub czas zamykania wtryskiwacza został znacznie wydłużony na skutek utrudnionego przesuwu iglicy przez powstałe na powierzchniach roboczych IDID, prowadziło to do zwiększenia maksymalnej dawki paliwa powyżej zakładanej przez producenta silnika. Skutkowało to wzrostem mocy powyżej normalnie uzyskiwanej dla danego wydatku pompy wtryskowej. Z kolei, gdyby założyć unieruchomienie tłoczka sterującego zaworu elektromagnetycznego w pozycji ograniczającej dopływ wymaganej ilości paliwa do kanałika przed otworkami wtryskowymi rozpylacza lub zakleszczenie iglicy rozpylacza w pozycji częściowo zamkniętego wtryskiwacza, niedobór paliwa będzie wpływał na niekontrolowane zmniejszenie mocy silnika. Oczywiście wyżej opisane zjawiska mogą przebiegać z różną intensywnością we wtryskiwaczach poszczególnych cylindrów silnika, tym niemniej będą one zaburzały płynny przebieg zmian mocy, momentu obrotowego, temperatury spalin silnika i innych, przez niekontrolowane zmiany ilościowe (współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ ) i jakościowe mieszanki palnej.

Po zakończeniu testu wtryskiwacze były przekazywane do oceny diagnostycznej w autoryzowanej stacji kontroli, regulacji i naprawy układów wtryskowych. Potwierdziły ona wyżej opisane obserwacje i hipotezy. Dla każdego z ocenianych wtryskiwaczy, po teście silnikowym nastąpił znaczący spadek wielkości dawki dozowanego paliwa (oś rzędnych) w odniesieniu do określonej szerokości impulsu elektrycznego (oś odciętych) decydującego o czasie otwarcia wtryskiwacza, niezależnie od założonego ciśnienia. W zakresie czasu impulsu od około 200  $\mu\text{s}$  do 400  $\mu\text{s}$  (początek wtrysku), jednoznacznie stwierdzono czasowe i ilościowe zaburzenia w stabilizowaniu się dawki paliwa, będące następstwem zmian (pogarszania się) dynamiki pracy wewnętrznych elementów roboczych wtryskiwacza odpowiedzialnych za sterowanie przepływem paliwa nadmiarowego i sam wtrysk paliwa. Zatem nie ulega wątpliwości, że wytworzone we wtryskiwaczach osady typu IDID miały jednoznacznie negatywny wpływ na ich funkcjonowanie. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowe

Disassembly of injectors after conducted test revealed deposits settling on surfaces of internal elements of injectors washed by fuel – Fig. 3. Deposits were of light grey colour, in case of thicker layers (of 1–1.5  $\mu\text{m}$ ) their surface was cracked and they revealed tendency to scaling and crumbling. While shifting the needle in nozzle casing there was expressly felt resistance and roughness of cooperating surfaces. Similarly movement of control piston of electromagnetic valve was difficult. Taking into account high precision and narrow manufacturing tolerances for injector elements, the generated deposits of very small thickness led to disturbances in injector operation excluding it from further safe operation in real operating conditions.

During the second engine test (fuel contained the second batch of substances potentially generating IDID) were found even more significant changes (fluctuations) of the key parameters, i.e. torque, power, engine temperature and ex-

porównanie charakterystyk dawkowania przed i po przeprowadzonym teście.

Demontaż wtryskiwaczy, po przeprowadzonej próbie, ujawnił osady, jakie powstały na omywanych przez paliwo powierzchniach wewnętrznych elementów wtryskiwacza – rys. 3. Osady miały białoszare zabarwienie, w przypadku grubszych warstw (rzędu 1–1,5  $\mu\text{m}$ ) ich powierzchnia była pęknięta, a ponadto wykazywały tendencje do łuszczenia się i wykruszania. Podczas przesuwania iglicy w korpusie rozpylacza wyczuwalne były wyraźne opory i szorstkość współpracujących powierzchni. Podobnie poruszanie się tłoczka sterującego zaworu elektromagnetycznego było utrudnione. Biorąc pod uwagę duże dokładności i małe tolerancje wykonawcze elementów wtryskiwaczy, wytworzone osady o bardzo małej grubości doprowadziły do zaburzeń w pracy wtryskiwaczy, które wykluczały możliwość ich dalszego, bezpiecznego stosowania w warunkach rzeczywistej eksploatacji.

Podczas prowadzenia drugiego testu silnikowego (paliwo zawierało drugi pakiet substancji podejrzewanych o tworzenie IDID) stwierdzono jeszcze większe zmiany (wahania) kluczowych parametrów pracy silnika, tj.: momentu obrotowego, mocy, temperatury spalin i wielkości zadymienia spalin niż dla testu pierwszego. Pod koniec testu obserwowano znaczny spadek mocy i momentu obrotowego silnika będący wynikiem, jak się potem okazało (po rozmontowaniu jednego z wtryskiwaczy), całkowitego sklejenia się iglicy z korpusem rozpylacza. Należy tu jeszcze raz podkreślić, że już bardzo cienka, rzędu 0,4–0,5  $\mu\text{m}$  (niekiedy trudna do fotograficznego zarejestrowania metodami konwencjonalnej fotografii), warstwa osadów typu IDID może doprowadzić do dysfunkcji wtryskiwacza nie tylko utrudniającej, ale nawet uniemożliwiającej jego funkcjonowanie. Podczas tego testu obserwowano też znaczne różnice w zakresie monitorowanej wielkości zadymienia spalin, co potwierdza duże zaburzenia w zakresie jakościowego i ilościowego tworzenia mieszanki palnej w komorach silnika. Pozostałe obserwacje i hipotezy były analogiczne do tych wysuniętych i opisanych podczas prowadzenia pierwszego testu.

Wyniki porównawczej oceny diagnostycznej wtryskiwaczy przed i po przeprowadzonym teście silnikowym były podobne do tych po teście pierwszym. Dla każdego z ocenianych wtryskiwaczy nastąpił znaczący spadek wielkości dawki dozowanego paliwa (oś rzędnych) w odniesieniu do określonej szerokości impulsu elektrycznego (oś odciętych) decydującego o czasie otwarcia wtryskiwacza, niezależnie od wielkości ciśnienia podawanego paliwa. Wyniki oceny w postaci porównania charakterystyk dawkowania paliwa dla jednego (przykładowego) wtryskiwacza przed i po teście przedstawiono na rys. 4. W zakresie czasu impulsu od około 200  $\mu\text{s}$  do 400  $\mu\text{s}$  (początek wtrysku) widać wyraźnie czasowe i ilościowe zaburzenia w stabilizowaniu się dawki paliwa, będące następstwem zmian (pogarszania się) dynamiki pracy wewnętrznych elementów roboczych wtryskiwacza odpowiedzialnych za sterowanie przepływem paliwa nadmiarowego i sam wtrysk paliwa.



Fig. 3. Deposits (type I) on internal elements of injectors of HPCR system: a) body of chamber controlling fuel flow, b) body of control valve and control piston of electromagnetic valve, c) nozzle needle

Rys. 3. Osady (Typ I) na wewnętrznych elementach wtryskiwaczy układu HPCR: a) korpus komory sterującej przepływem paliwa, b) korpus zaworu sterującego i tłoczek sterujący zaworu elektromagnetycznego, c) iglica rozpylacza

haust gas opacity, than in the first test. At the end of test was observed significant decrease of power and torque of engine that resulted, as later was discovered (after disassembling of one of injectors), from sticking together of the needle with body of the nozzle. It should be pointed out once more that even very thin layer of deposits of IDID type, from 0.4 to 0.5  $\mu\text{m}$  thick (sometimes difficult to record with conventional photography methods), may lead to injector dysfunction not only making its operation difficult but even totally impossible. During the test were observed significant differences within monitored opacity of exhaust fumes, which confirms significant disturbances as far as quality and quantity of combustible mixture preparation in engine chambers is concerned. Other observations and hypothesis were analogical to those put forward and described for the first test.

The results of comparative diagnostic assessment of injectors before and after conducted engine test were similar to those in the first test. For each assessed injector was observed significant decrease in the amount of dosed fuel (axis of ordinates) in relation to a given width of electric impulse (axis of abscissas) determining time of opening of injector independent of the pressure of supplied fuel. The comparative results of characteristics of fuel dosing for one (demonstration) injector before and after the test are presented in Fig. 4.

Within the range from about 200  $\mu\text{s}$  to 400  $\mu\text{s}$  of impulse time (start of injection) might be expressly observed time and quantity disturbances in fuel dose stabilization ensuing from the changes (deterioration) of operating dynamic of the internal working elements of injector responsible for overflow fuel flow control and fuel injection.

Disassembling one of the injectors it was found that the needle got stuck within the nozzle body and there was observed significant difficulty in movement of plunger, a control piston of electromagnetic valve in cylinder. Deposits formed on internal elements of injectors were of wax type in dark yellow and brown colour – Fig. 5. Thus, visually they were completely different from deposits forming during the first test. Confirmed tendency for fast and quite permanent sticking of working elements of injectors together allows to make an assumption that deposits formed in the second test were rather viscous than scuffing as were the deposits from the first test.

## 5. Conclusions

The problem of damages to fuel injection systems of HPCR type caused by internal deposits (IDID) generated inside injectors is becoming more significant globally while our knowledge of the mechanisms of their formation and deposits composition is still insufficient and needs further research works.

There is no doubt that deposits of IDID type generated in injectors during conducted engine tests had unequivocally negative influence on functioning of fuel injector system and in consequence caused deterioration of operational characteristics of engine.

Despite very small thickness of IDID deposits (typically of about 0.5 to 1.5  $\mu\text{m}$ ), they can lead to disturbances or complete dysfunction of injectors, especially of those of HPCR system. It ensues, among the others, from high precision of manufacturing of the key operational elements of injectors

Rozmontowując jeden z wtryskiwaczy, po zakończonym teście, stwierdzono, jak już wspomniano, sklejenie iglicy z korpusem rozpylacza oraz znaczne utrudnienia ruchu numnika tłoczka sterującego zaworu elektromagnetycznego w cylindryku. Powstałe na powierzchniach wewnętrznych elementów wtryskiwaczy osady były koloru miodowo-brązowego i miały charakter laków – rys. 5. Zatem były one wizualnie zupełnie odmienne od tych, jakie obserwowano podczas pierwszego testu. Stwierdzona tendencja do szybkiego i dość trwałego sklejanego elementów roboczych wtryskiwaczy pozwala przypuszczać, że wytworzone w drugim teście osady były bardziej lepkie, a nie zacierające, jak te powstałe w pierwszym teście.

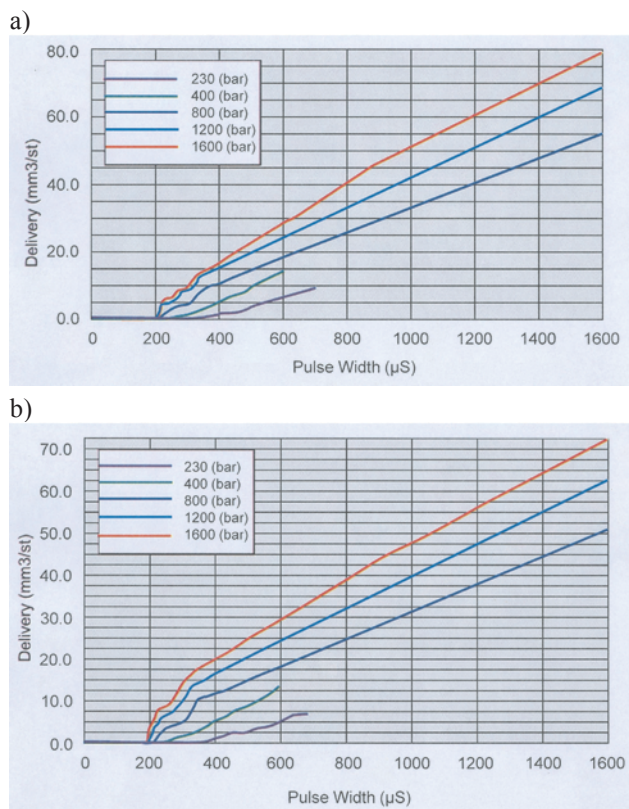


Fig. 4. Comparison of characteristics of dosage of one injector before (a) and after (b) the second engine test conducted

Rys. 4. Porównanie charakterystyk dawkowania jednego z wtryskiwaczy przed (a) i po (b) przeprowadzony drugim teście silnikowym

## 5. Wnioski

Problem uszkodzeń układów wtrysku paliwa typu HPCR przez tworzące się w nich osady wewnętrzne (IDID) nabiera coraz większego, globalnego znaczenia, natomiast wiedza dotycząca mechanizmów ich powstawania oraz składu jest w dalszym ciągu niewystarczająca i wymaga prowadzenia dalszych badań poznawczych.

Nie ulega wątpliwości, że wytworzone we wtryskiwaczach, w ramach przeprowadzonych testów silnikowych, osady typu IDID miały jednoznacznie negatywny wpływ na funkcjonowanie układu wtrysku paliwa i w konsekwencji pogorszenie właściwości użytkowo-eksploatacyjnych silnika

Pomimo bardzo małej grubości osadów typu IDID

and intense dynamic of operation of the moving working elements that makes them prone and sensitive to influence from this type of deposits.

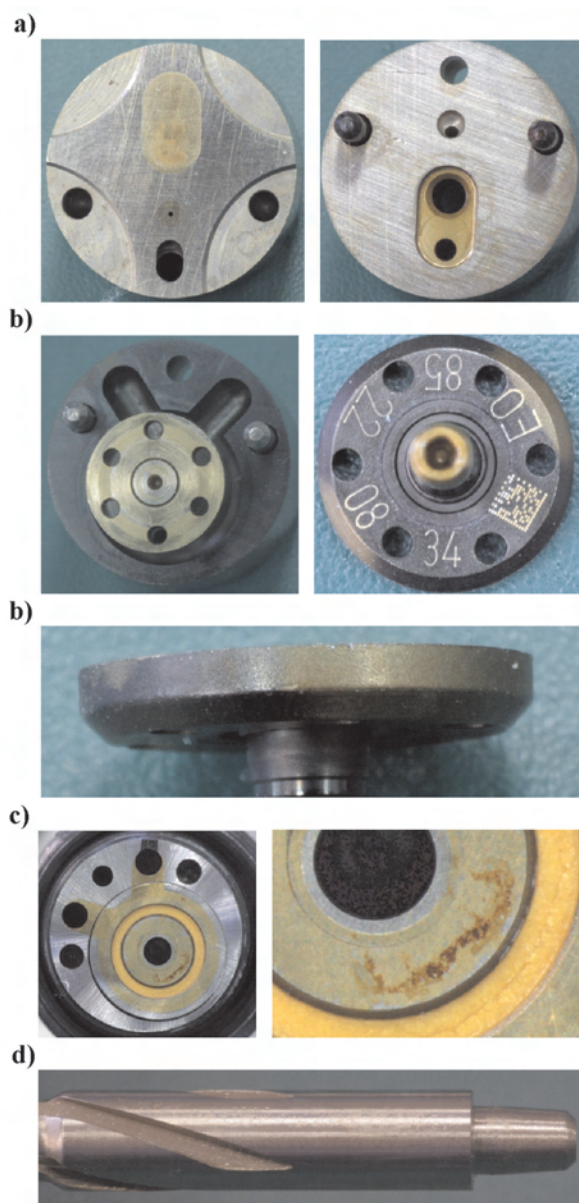


Fig. 5. Deposits (Type II) on internal elements of injectors of HPCR system: a) body of chamber controlling fuel flow and body of control valve, b) body of control valve chamber and piston of control electromagnetic valve, c) controlling electromagnetic coil, d) nozzle needle

Rys. 5. Osady (Typ II) na wewnętrznych elementach wtryskiwaczy układu HPCR: a) korpus komory sterującej przepływem paliwa i korpus zaworu sterującego, b) korpus komory zaworu sterującego i tłoczek sterującego zaworu elektromagnetycznego, c) elektromagnes sterujący, d) iglica rozpylacza

Zbigniew Stępień, DEng.– doctor in Oil and Gas Institute in Krakow.

Dr inż. Zbigniew Stępień – adiunkt w Instytucie Nafty i Gazu w Krakowie.

email: [stepien@inig.pl](mailto:stepien@inig.pl)



(zazwyczaj około 0,5 do 1,5  $\mu\text{m}$ ), mogą one prowadzić do zaburzeń lub całkowitej dysfunkcji zwłaszcza wtryskiwaczy układów HPCR. Wynika to, między innymi, z niezwykle dużej precyzji wykonania kluczowych elementów funkcjonalnych wtryskiwaczy oraz bardzo dużej dynamiki pracy ich ruchomych elementów roboczych, co czyni je bardzo wrażliwymi i podatnymi na oddziaływanie tego typu osadów.

### Abbreviations/Wykaz skrótów

DDS	dodecenylny kwas succiniczny/kwas dodecenylobursztynowy
FAME	Fatty Acid Methyl Esters/estry metylowe kwasów tłuszczowych
HDS	hexadecenylny kwas succiniczny/kwas heksadecenylobursztynowy
HPCR	High Pressure Common Rail/wysokociśnieniowy układ wtryskowy Common Rail
HSDI	High Speed Direct Injection/wtrysk bezpośredni
IDID	Internal Diesel Injector Deposits/osady wewnętrzne we wtryskiwaczach silników ZS
PIBSI	polyisobutylenowy succinimid/imid poliizobutylenobursztynowy

### Bibliography/Literatura

- [1] Quigley R., Barbour R., Fahey E., Arters D., Wetzel W., Ray J.: A Study of The Internal Diesel Injector Deposit Phenomenon; TAE Fuels 7th Annual Colloquium, January 2009.
- [2] Chapman L.: Diesel Soap – Formation and Related Problems; National Tanks Conference, Boston, MA September 21, 2010.
- [3] CEN/TC 19/WG 24: Report of the Ad-hoc Injector Sticking Task Force – 02 August 2011.
- [4] Ullmann J., Geduldung M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G.: Effects of Fuel Impurities and Additive Interactions on the Formation of Internal Diesel Injector Deposits; TAE Fuels 8th Annual Colloquium, January – 2011.
- [5] Ullmann J., Geduldung M., Stutzenberger H., Caprotti R., Balfour G.: Investigation into the Formation and Prevention of Internal Diesel Injector Deposits; SAE Technical Paper No 2008-01-0926.
- [6] Caprotti R., Breakspear A., Klaua T., Weiland P., Graupner O., Bittner M.: RME Behaviour in Current and Future Diesel Fuel FIE's; SAE Technical Paper No 2007-01-3982.
- [7] Caprotti R., Bhatti N., Balfour G.: Deposit Control in Modern Diesel Fuel Injection Systems; SAE Technical Paper No 2010-01-2250.
- [8] Caprotti R., Breakspear A., Graupner O., Klaua T., Kohlen O.: Diesel Injector Deposits Potential In Future Fueling Systems; SAE Technical Paper No. 2006-01-3359.
- [9] Barker J., Richards P., Goodwin M., Wooler J.: Influence of High Injection Pressure on Diesel Fuel Stability: A Study of Resultant Deposits; SAE Technical Paper No 2009-01-1877.
- [10] Graupner O., Klaua T., Caprotti R., Schik A.: Injector Deposit Test For Modern Diesel Engines; APL Automobil Prueftechnik Landau Gmh. TAE Symposium, 2005.
- [11] Ullmann J., Stutzenberger H.: Internal Diesel Injector Deposit Formation – Reproduction in Laboratory, System Bench and Engine Tests; 9th International Colloquium Fuels – Esslingen 15 – 17 January 2013.
- [12] Barbour R., Quigley R., Panesar A., Payne J., Arters D., Bush J., Stevens A.: Finding a Solution to Internal Diesel Injector Deposits; 9th International Colloquium Fuels – Esslingen 15 – 17 January 2013.

## A concept of a turbocharger test stand

*The paper presents selected possibilities of vehicle turbocharger testing using an exhaust gas generator (based on a passenger vehicle) designed in the laboratory on the engine test bed. An outline of the range of turbocharger testing, the design and main characteristics of the test stand have been described. Several validation tests have been presented in terms of the technical parameters, operativeness, and functionality. Basic parameters of the engine have been analyzed that have impact on the turbocharger speed.*

Key words: turbocharger, engine operation, test stand

### Koncepcja stanowiska do badania turbosprężarek silników spalinowych

*W artykule przedstawiono wybrane możliwości badania turbosprężarek układu doładowania samochodowego silnika spalinowego z wykorzystaniem wytwornicy spalin opartej na silniku spalinowym samochodu osobowego, zbudowanej na hamowni silnikowej laboratorium. Omówiono w zarysie zakres badań turbosprężarek, zaprezentowano budowę stanowiska oraz przedstawiono jego główne cechy charakterystyczne. Przedstawiono kilka testów sprawdzających możliwości techniczne, przydatność oraz poprawność funkcjonowania układu zasilnia turbosprężarki. Dokonano analizy podstawowych parametrów silnika mających bezpośredni wpływ na prędkości obrotowe wału turbosprężarki.*

Słowa kluczowe: turbosprężarka, eksploatacja, stanowisko badawcze

### 1. Introduction

Turbocharging of a combustion engines is one of the most popular method to improve the engine operating indexes. It influences the overall engine efficiency, increases the volumetric and mass power coefficient (downsizing), reduces unit exhaust emissions etc. For this reason research is conducted on design, production, operation, and recycling stages of these devices. Much attention is also devoted to the cooperation of the turbocharger with the engine, the principle of power control and cooperation between various Turbocharging subsystems.

The theoretical and experimental analyses are carried out by automotive research and development centers (car makers) and university centers.

Based on earlier publications, the paper presents the results of simulations and experiments from the discussed topic, narrowing the cognitive interest to a selected turbocharger. The information presented in the publications was obtained during research on small and medium engines (used in vehicles and locomotives).

For turbocharger research, proper test stands are designed and constructed. They should meet the basic research requirements i.e.: to accelerate the turbocharger rotor to a predetermined speed (for given conditions), feed lubricant to provide bearing lubrication, record physical parameters (temperature, pressure, vibrations), control the actuators etc. The paper presents the technical possibilities of a selected, existing test stand and the scope of works performed with its use.

### 1. Wstęp

Turboładowanie silnika spalinowego jest jednym z najbardziej rozpowszechnionych sposobów poprawy wskaźników pracy silnika przez wpływanie na: poprawę sprawności ogólnej silnika, zwiększenie objętościowego i masowego współczynnika mocy (downsizing), zmniejszenie jednostkowej emisji toksycznych składników spalin itd. Z tego powodu prowadzi się badania m.in. z zakresu konstrukcji, produkcji, eksploatacji, recyklingu tych urządzeń. Wiele uwagi poświęca się także współpracy silnika z turbosprężarką, sposobowi regulacji mocy, współpracy między różnymi systemami doładowania.

Analizę teoretyczną i eksperymentalną prowadzi zarówno ośrodki badawczo-rozwojowe należące do firm bądź konsorcjów zajmujących się produkcją, jak i instytuty uczelniane.

W artykule, opierając się na publikacjach, przedstawiono wyniki symulacji i eksperymentów z omawianego zakresu, zawiązując zainteresowanie poznawcze do wybranego elementu systemu doładowania, jakim jest turbosprężarka. Przedstawione w publikacjach informacje uzyskano podczas badań nad silnikami spalinowymi małej i średniej mocy (stosowanymi w m.in. pojazdach samochodowych, lokomotywach).

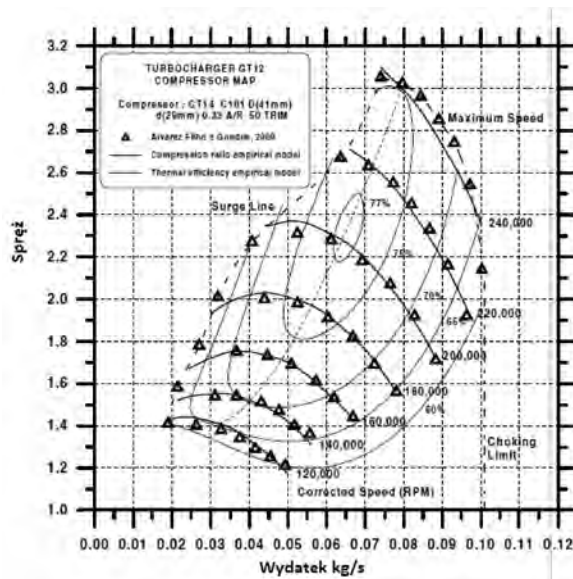
Do badań prowadzonych nad turbosprężarkami konstruuje się odpowiednie stanowiska. Powinny one spełniać podstawowe wymagania badawcze, tj.: rozpedzić wirnik turbosprężarki do określonej (zadanej w określonych warunkach) prędkości obrotowej, dostarczyć olej do smarowania łożysk, rejestrować odpowiednie parametry fizyczne (temperatura,

## 2. Scope of applicability of turbocharger tests stands

### 2.1. Creation of flow characteristics

The characteristics are created by measuring the quotient of the static pressures downstream of the turbine or compressor vanes and determining the mass flow through the vanes at given rotor speeds. It is noteworthy that, due to the mechanical connection between the rotors of both machines, the characteristics of the compressor heavily depend on the characteristics of the turbine. Example characteristics have been shown in Fig. 1.

a)



ciśnienie, drgania), wpływać na układy regulacyjne itp. W artykule przedstawiono możliwości techniczne wybranego, istniejącego stanowiska badawczego oraz zakres prac wykonywanych przy jego użyciu.

## 2. Zakres przydatności stanowisk do badań turbosprężarek

### 2.1. Tworzenie charakterystyk przepływowych

Charakterystyki sporządza się przez pomiar ilorazu ciśnień statycznych przed i za łopatkami turbiny czy sprężarki oraz wyznaczenie strumienia masy czynnika przepływającego przez łopatki przy zadanych prędkościach obrotowych.

b)

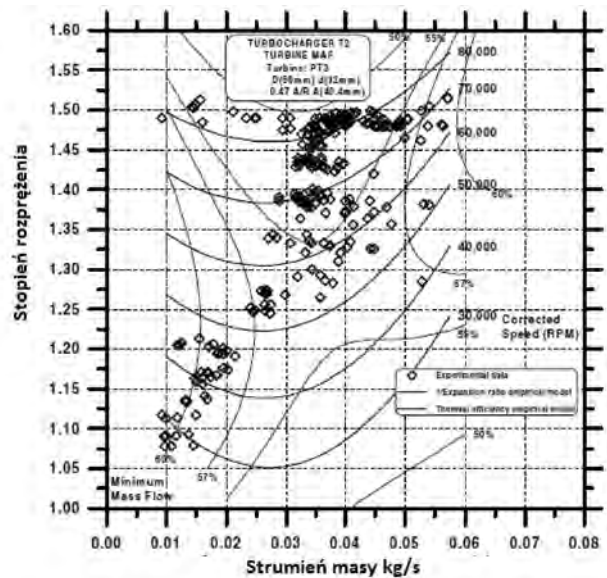


Fig. 1. Flow characteristics: a) compressor, b) turbine

Rys. 1. Charakterystyki przepływowe: a) sprężarki, b) turbiny

The characteristics of a turbocharger are most often performed in the last stage of the design process when it is vital to validate the selection of the geometrical proportions of the components such as rotors or turbocharger shrouds. Their determination also provides the operating boundaries of the turbine or the compressor. For a turbine, the most important limit is the limit related to the strength of its components and the boundary of the minimum isentropic efficiency of decompression – the choke boundary. Similar extreme parameters are determined in relation to compressor taking into account the pumpage boundaries, resulting from the impossibility to compress insufficient medium flows. The performed characteristics are correlated with appropriate parameters of the engine. The ‘suction curves (showing the engine air demand) are determined in the first place.

### 2.2. Research of turbocharger lubrication and bearings

Because of the cooperation of the turbocharger system with the engine in the times of exhaust emissions getting very stringent, a very important parameter is the amount

Znamienne jest jednak to, że charakterystyka sprężarki ściśle zależy od charakterystyki turbiny, ze względu na mechaniczną łączność pomiędzy wirnikami obu maszyn. Przykładowo sporządzone charakterystyki przedstawiono na rys. 1.

Charakterystyk turbosprężarek wykorzystuje się najczęściej w ostatnim ogniwie procesu projektowania tych urządzeń, gdzie istotne jest sprawdzenie doboru geometrycznych proporcji elementów składowych, takich jak wirniki czy korpusy. Ich sporządzenie daje również możliwości określenia granic działania turbiny czy sprężarki. Dla turbiny określa się limit związany przede wszystkim z wytrzymałością elementów oraz granicę minimalnej sprawności izentropowej rozprężania, tzw. granicę zdławienia. Podobne parametry ekstremalne określa się w odniesieniu do sprężarek, z uwzględnieniem także tzw. granicy pompazu, wynikającej z niemożliwości sprężania zbyt małych strumieni masy czynnika. Sporządzone charakterystyki koreluje się z odpowiednio określonymi parametrami pracy silnika spalinowego. Określa się przede wszystkim tzw. linie zasysania silnika, ilustrujące zapotrzebowanie silnika na powietrze.

of consumed oil during turbocharger operation. The investigations can be conducted in two ways. The first method incorporates the use of oil separator installed downstream of the compressor. The tests are conducted in relation to the engine speed and load. Example results described in [1] including a diagram have been shown in Fig. 2. Analyzing the figure, we may observe that the amount of oil passing through the turbocharger bearings heavily depends on the engine load.

## 2.2. Badania w obrębie układu smarowania i łożyskowania turbosprężarki

Ze względu na współpracę układu turbosprężarki z silnikiem spalinowym, w dobie zaostrożonych norm toksyczności spalin, bardzo istotnym parametrem jest ilość zużywanego oleju podczas pracy turbosprężarki. Badania można prowadzić dwoma sposobami. W pierwszym, stosując separator oleju zainstalowany za sprężarką, badań dokonuje się w zależności od obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

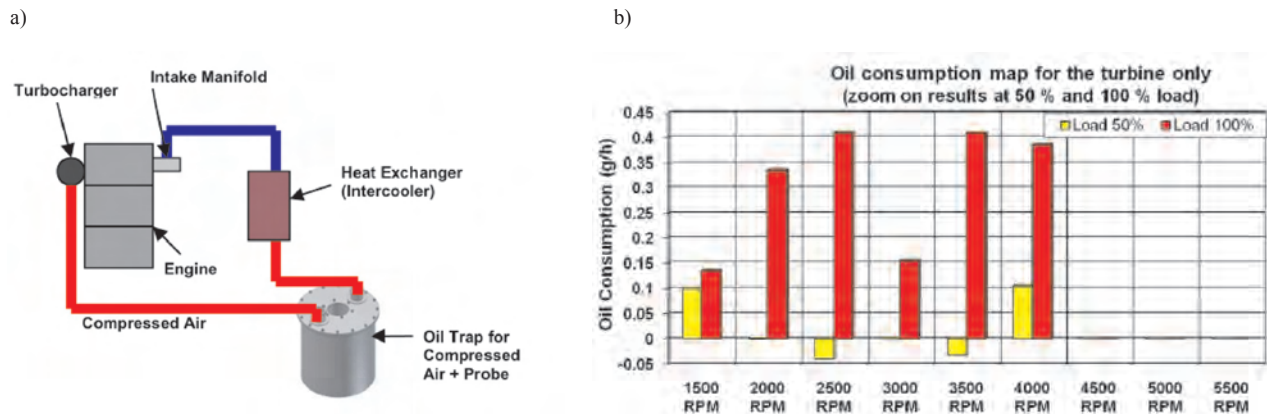


Fig. 2. Turbocharger oil consumption measured on the compressor side: a) test stand diagram, b) example results

Rys. 2. Pomiar zużycia oleju przez turbosprężarkę mierzony po stronie sprężarki: a) schemat stanowiska, b) przykładowe wyniki

The other method is the measurement of the oil flow by the gravimetric method. This method requires a standalone lubrication system fitted with a scale measuring the mass of the oil accumulating in the tank. The methodology of this type of measurement has been presented, inter alia, in [2] containing the results obtained by Agip Petrol. The diagram of the turbocharger oil consumption test stand along with the results for mineral and synthetic oil have been shown in Fig. 3. From the tests it results that the consumption of oil by the turbocharger under given conditions is lower by 25% if synthetic oil is used.

Przykładowe wyniki badań opisane w pracy [1] wraz ze schematem ideowym przedstawiono na rys. 2. Analizując rysunek, można zaobserwować, że ilość oleju przedostającego się przez łożyska turbosprężarki po stronie sprężarki silnie zależy od obciążenia silnika.

Drugi sposób badań to mierzenie strumienia zużycia oleju metodą wagową. Metoda wymaga skonstruowania niezależnego (od silnika) układu smarującego wyposażonego w wagę, mierzącą ilość oleju gromadzącego się w zbiorniku. Metodologię tego typu wartościowania przedstawiono m.in. w publikacji [2], która zawiera wyniki badań firmy Agip

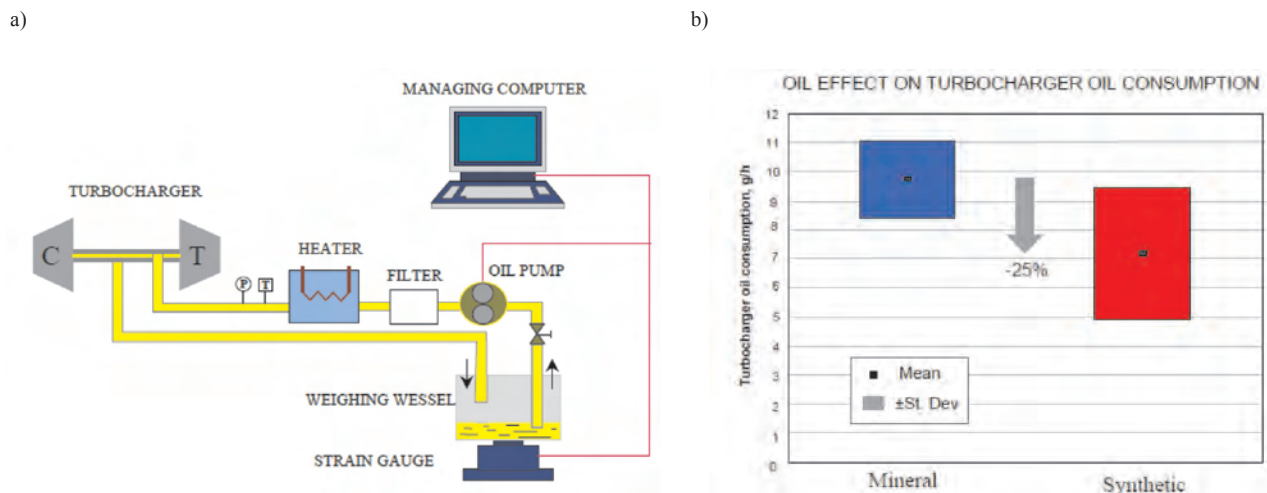


Fig. 3. Turbocharger oil consumption measured with the gravimetric method: a) test stand diagram, b) example results for different oil types

Rys. 3. Pomiar zużycia oleju przez turbosprężarkę metodą wagową: a) schemat stanowiska, b) przykładowe wyniki dla różnego typu olejów

### 2.3. Turbocharger rotor vibration tests

From the scientific development point of view, another important research aspect is the exploration of the rotor displacements during turbocharger operation. Research in this matter can be conducted in two ways. In the first method, optical research of the rotor displacement is used, in the second method its vibrations are recorded.

The examples of the investigations on rotor radial displacements have been presented in [3]. The distance markers in the form of bolt tips (Fig. 4a) enable determining the reference during image recording. The displacements of the rotor tip on the compressor side were recorded. The obtained results of the observations have been presented in Fig. 4b and the quantitative information on maximum displacements – Fig. 4c.

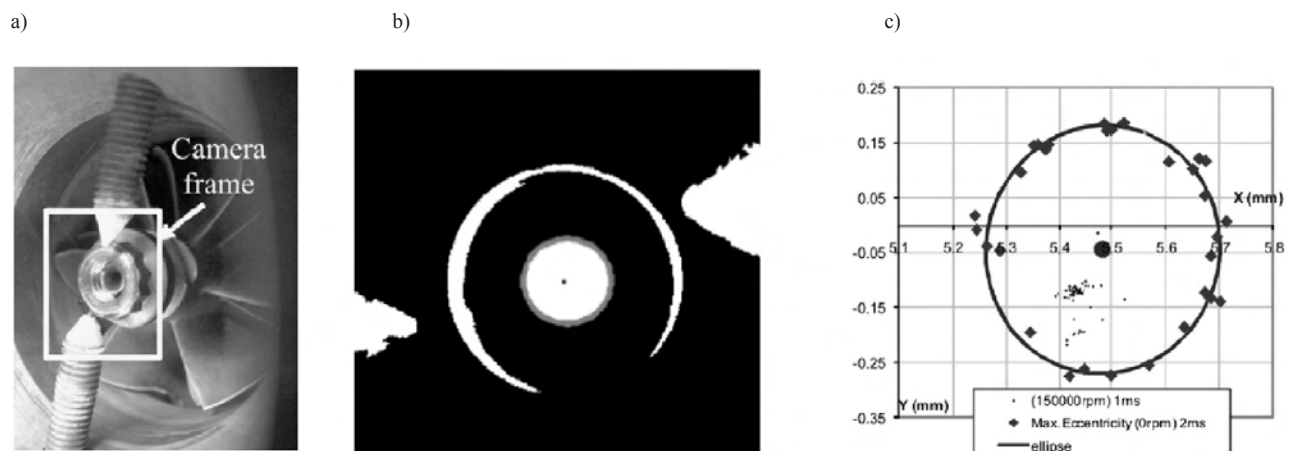


Fig. 4. Registration of the radial displacement of the turbocharger rotor – optical method: a) object of the investigations, b) monochromatic observation, c) quantitative graph of the displacement

Rys. 4. Rejestracja promieniowego przemieszczenia wirnika turbosprężarki metodą optyczną: a) widok obiektu badań, b) monochromatyczny widok obserwacji, c) ilościowy wykres przemieszczeń

Similarly to the optical method, we can use the method of the rotor own vibrations measurement based on a gyroscopic analysis. Discussions on the research conducted with the use of this method are included in [4]. A diagram of the measurement has been shown in Fig. 5. Similarly to the optical method, the measurement was made at the end of the turbocharger shaft on the side of the turbocharger rotor. The difference in the applied method consists in determining of the micro displacements in the x and y axes. Analyzing the displacements of the measurement point (Fig. 5), we can determine the source of the vibration signals, answer the questions whether a given displacement is a result of bending of the turbocharger shaft or the phenomena occurring inside the bearings.

### 2.4. Cooperation of the turbocharger with additional power receivers

In a turbocharger a mechanical coupling of the turbine and the compressor with the same shaft allows an almost 100% efficient transfer of the torque from the turbine to the compressor. The problem seems to be the engine that has a variable charge demand under different conditions and

Petrol. Schemat stanowiska do pomiaru zużycia oleju przez turbosprężarkę, wraz z wynikami dla oleju mineralnego i syntetycznego, przedstawiono na rys. 3. Z badań wynika, że zużycie oleju przez turbosprężarkę w danych warunkach zmniejsza się o 25% na korzyść stosowania oleju syntetycznego zamiast mineralnego.

### 2.3. Badania nad drganiami wirnika turbosprężarki

Z punktu widzenia naukowego i rozwojowego, kolejnym ważnym aspektem badawczym jest poznanie przemieszczeń wirnika podczas pracy turbosprężarki. Badania w tym zakresie można prowadzić dwoma sposobami. W pierwszym wykorzystuje się badania optyczne przemieszczeń wirnika, w drugim rejestruje się jego drgania.

Przykłady badań nad przemieszczeniami promieniomymi wirnika przedstawiono w publikacji [3]. Dzięki

znacznikom odległości w postaci wierzchołków wkrętów (rys. 4a) możliwe jest wyznaczenie układu odniesienia do badań prowadzonych przez filmowanie. Rejestrowano przemieszczenia zakończenia wirnika od strony sprężarki. Otrzymane wyniki obserwacji przedstawiono na rys. 4b, natomiast informację ilościową o maksymalnych przemieszczeniach na rys. 4c.

Analogicznie do metody optycznej można wykorzystać metodę pomiaru drgań własnych wirnika na podstawie analizy żyroskopowej. Dyskusję na temat badań prowadzonych tą metodą zawarto w publikacji [4]. Schemat ideowy pomiaru przedstawiono na rys. 5. Podobnie jak przy stosowaniu metody optycznej, również tutaj dokonywano pomiaru w końcowej części wału turbosprężarki, od strony wirnika sprężarki. Różnica w zastosowanej metodzie polega na określaniu mikroprzemieszczeń w płaszczyźnie x i y. Analizując odpowiednie przemieszczenia punktu pomiarowego (rys. 5), można określać źródło pochodzenia sygnałów drganiowych, odpowiedzieć na pytania, czy dane przemieszczenie wynika z ugięcia wału wirnika, czy np. zjawisk zachodzących w łożyskach.

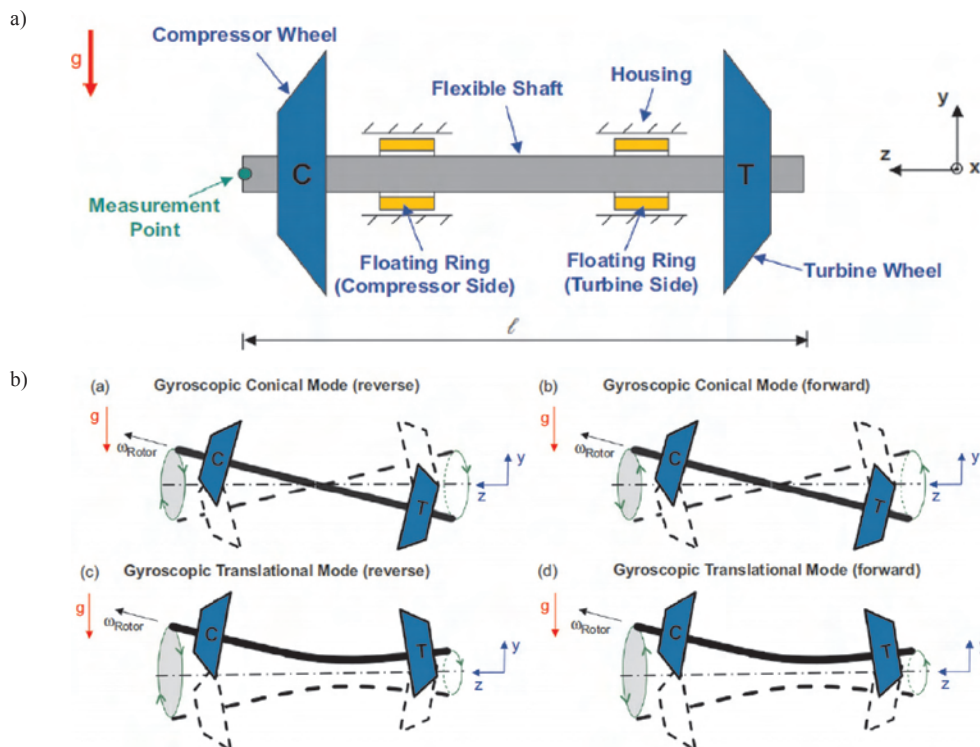


Fig. 5. Measurement of the turbocharger own vibrations with the gyroscopic method: a) diagram, b) interpretation of the obtained results

Rys. 5. Pomiar drgań własnych wirnika turbosprężarki metodą żyroskopową: a) schemat ideowy, b) interpretacja otrzymanych wyników

states of operation. Partly, flow adjustment is applied (wastegate or VGT – variable geometry turbocharger), yet, the demand for precise adjustment is still growing. There are concepts related to the use of the exhaust gas energy for the generation of electricity. There are two basic possibilities in this respect: giving up the mechanical connection of the turbine with the compressor and an introduction of an additional device cooperating with the turbocharger rotor.

In relation to the first problem, publication [5] presents information related to the actual realization of the assumption of separating the turbine from the compressor. In the

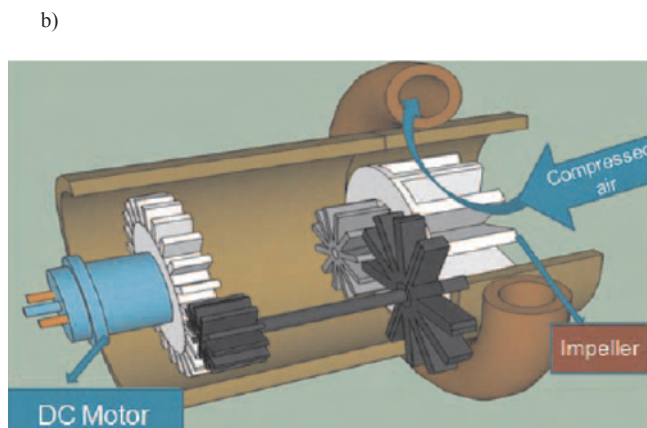
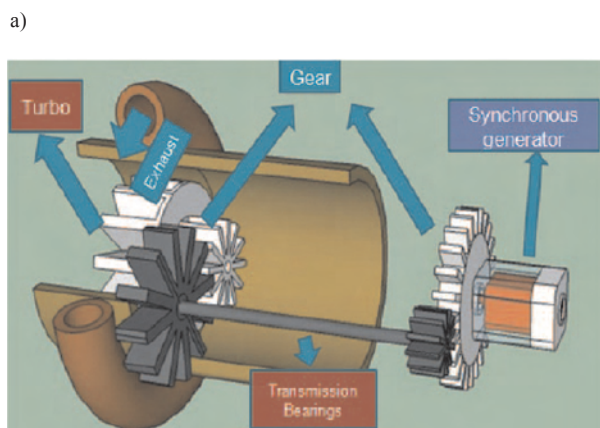


Fig. 6. Schematics of mechanical separation of the turbine and compressor coupling: a) power generation by the turbine, b) electrical drive of the compressor

Rys. 6. Schemat rozdzielenia mechanicznego sprzężenia turbiny i sprężarki: a) generacja prądu przez turbinę, b) napęd elektryczny sprężarki

## 2.4. Współpraca turbosprężarki z dodatkowymi odbiornikami mocy

W turbosprężarce mechaniczne sprzężenie wspólnym wałem sprężarki i turbiny pozwala prawie bezstratnie przenieść moment obrotowy z turbiny na sprężarkę. Problematyczne jest natomiast sprostanie wymaganiom stawianemu przez silnik spalinowy, polegające na zmiennym zapotrzebowaniu na doładowanie w różnych warunkach i stanach pracy. Częściowo stosuje się regulację przepływową (m.in. upustową bądź zmienną geometrią kierownicy), lecz zapotrzebowanie na precyzyjną regulację wzrasta. Istnieją również koncepcje wykorzystania energii spalin do wytwarzania prądu elektrycznego. W odpowiedzi na te zagadnienia badawcze stwierdza się, że istnieją dwie podstawowe możliwości: po pierwsze – rezygnacja z mechanicznej koneksji turbiny i sprężarki, po drugie – wprowadzenie dodatkowego urządzenia współpracującego z wirnikiem turbosprężarki.

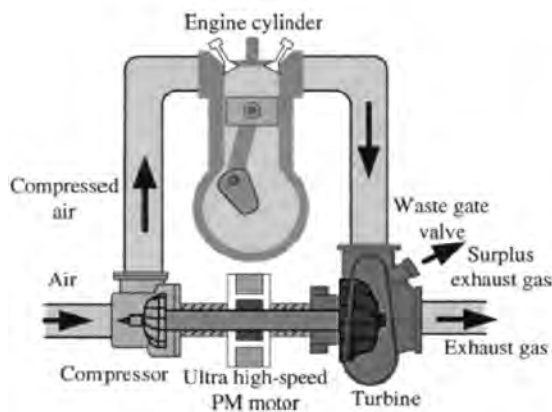
W odniesieniu do pierwszego zagadnienia w publikacji [5] przedstawiono informacje dotyczące fizycznej realizacji założenia oddzielenia turbiny od sprężarki. W opisywanym przypadku turbina za pośrednictwem przekładni redukującej prędkość obrotową napędza synchroniczny generator prądu (rys. 6a). Sprężarka natomiast napędzana zostaje za pomocą

DC Motor napędza turbinę, która jest mechanicznie sprzężona z sprężarką. Sprężarka natomiast napędzana zostaje za pomocą

described case the turbine, through a mechanical speed reducer drives a synchronous power generator (Fig. 6a). The compressor is driven by a DC electric motor, also through a gearset (Fig. 6b). This solution has the advantage of providing the electricity not only for the use of the compressor but other energy receivers; it can also be accumulated in supercapacitors or a battery.

In reference to the second case the information can be found in [6]. The mechanical separation of the turbine and the compressor is not given up but an additional element is introduced between the turbine and the compressor. This element is an ultra fast brushless electric motor with permanent magnets that can operate as a generator. On one hand, it uses the surplus of power generated by the turbine and on the other hand, it helps the turbocharger reach its operating speed. In the presented solution the motor was capable of generating rated power of approximately 2 kW (Fig. 7).

a)



b)

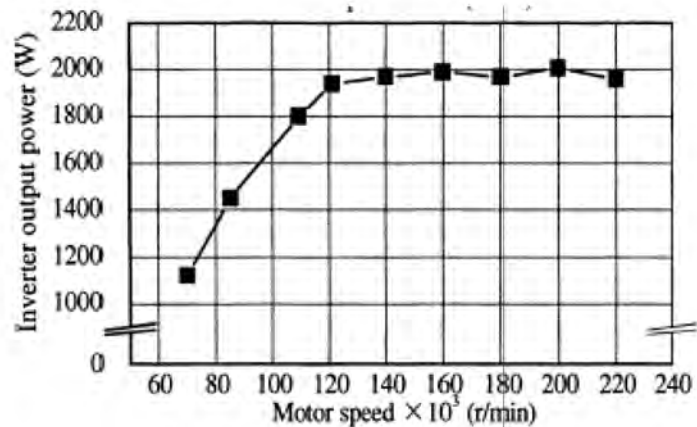


Fig. 7. Fitting of an additional electric motor-generator on the turbocharger shaft: a) diagram, b) characteristics of the generator power output depending on the shaft speed

Rys. 7. Montaż dodatkowego silnikogeneratora elektrycznego na wale turbosprężarki: a) schemat układu, b) charakterystyka mocy wyjściowej generatora w zależności od prędkości obrotowej wału

## 2.5. Tests in operation

Due to disadvantageous operating conditions of turbochargers such as high operating temperature of the exhaust gas, very high speeds of up to 250 000 rpm, precise design and specificity of the fitting they are susceptible to damage or malfunctions.

Turbocharger dysfunctions can be divided in terms of reasons for their occurrence. They are caused, inter alia, by:

- drop in the oil pressure or its instantaneous lack (Fig. 8a),
- intermittent oil feed,
- use of poor quality oil,
- overheating (Fig. 8b),
- foreign bodies that get into the intake manifold (Fig. 9).

A turbocharger is lubricated by the oil taken from the lubrication system of an engine, hence the properties of the oil resulting from its operation in the engine deteriorate. The

## 2.5. Badania eksploatacyjne

Ze względu na niekorzystne warunki pracy turbosprężarek, m.in. wysoką temperaturę spalin, bardzo wysokie prędkości obrotowe dochodzące do 250 000 obr/min, precyzyjną konstrukcję oraz utrudnioną zabudowę, podczas eksploatacji narażone są one na uszkodzenia i awarie.

Dysfunkcje turbosprężarek można podzielić ze względu na genę ich powstawania. Są one spowodowane między innymi przez:

- spadek ciśnienia oleju lub chwilowy jego brak (rys. 8a),
- przerwę w dostawie oleju,
- użycie oleju złej jakości,
- przegrzanie (rys. 8b),
- ciało obce, które przedostało się do kolektora dolotowego (rys. 9).

Turbosprężarka smarowana jest olejem pochodzącym z magistrali olejowej silnika, zatem właściwości oleju na

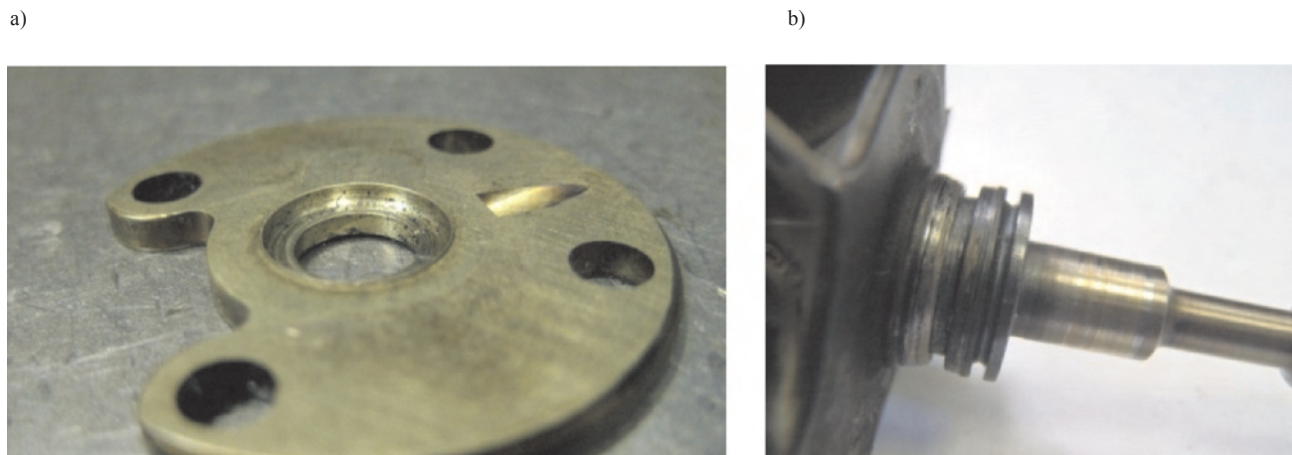


Fig. 8. Turbocharger component damage caused by oil pressure drop: a) permanent deformations, scratches around the bearings, b) overheated rotor shaft

Rys. 8. Uszkodzenia elementów turbosprężarek wywołane spadkiem ciśnienia oleju: a) trwale zniekształcenia, rysy w obrębie łożysk, b) przegrzany wał wirnika

lubricant in its volume may have macro particle matter (products of friction of the kinematic pairs, corrosion etc.) that cut, scratch or groove the surface of the lubrication nodes.

Overheating of turbocharger elements is caused by two things: excess temperature of the exhaust gas (for diesel engines  $> 850\text{ }^{\circ}\text{C}$ , and gasoline engines  $> 1050\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) and a sudden engine stop preceded by driving under heavy engine duty and high engine speed. The hot exhaust gas heats up the turbocharger elements, particularly the cast iron shroud (through conductance) and the turbocharger central body.

The mechanism of the damage caused by a foreign body in the intake or exhaust manifold is erosive, it depends on the size of the body that interacts with the speeding vanes. Even the smallest elements transported along the air or exhaust flow heavily interact with the vanes when getting in contact with the rotor due to high kinetic energy of the gas.

skutek jego pracy w warunkach silnikowych pogarszają się. Lubrykant w swej objętości posiadać może stałe makrocząstki (np. produkty zużycia ściernego elementów silnika, produkty zużycia korozyjnego itp.), które skrawają, rysują, bruzdują warstwy wierzchnie węzłów smarnych.

Przegrzanie elementów turbosprężarki ma zasadniczo dwa źródła: zbyt wysoka temperatura spalin (dla silników ZS  $> 850\text{ }^{\circ}\text{C}$ , dla ZI  $> 1050\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) oraz nagle unieruchomienie silnika poprzedzone jazdą ze znacznym obciążeniem i wysoką prędkością obrotową. Gorące spaliny silnie nagrzewają (zwłaszcza na drodze przewodzenia) elementy turbosprężarki – w szczególności żeliwny korpus turbiny, a także korpus środkowy.

Mechanizm uszkodzeń spowodowanych przez przedostanie się ciała obcego do układu dolotowego lub wylotowego jest erozyjny, zależy od wielkości tego ciała, które wchodzi w reakcję z rozprędzonymi łopatkami wirnika. Nawet naj-

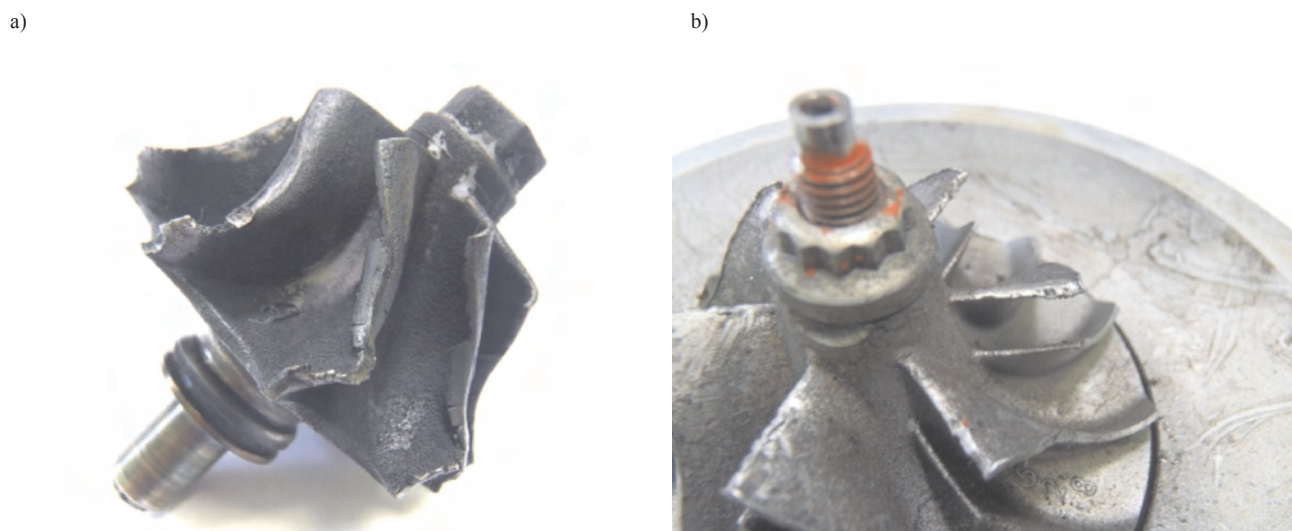


Fig. 9. Damage to the turbocharger elements caused by a foreign body entered through the intake manifold: a) torn shaft with damaged turbine vanes, b) compressor rotor with damaged vanes

Rys. 9. Uszkodzenia elementów turbosprężarek wywołane przedostaniem się ciała obcego do kolektora dolotowego: a) zerwany wał z uszkodzonymi łopatkami wirnika turbiny, b) wirnik sprężarki z uszkodzonymi łopatkami

There is an economically justifiable need to test turbochargers, as they are prone to various failures during operation. A quick reaction to malfunctions of the main turbocharger elements reduces the costs because, in the first stage of the malfunction, it only involves the shaft bearing system. There is no quantitative information on the process of damage of the turbocharger components. There is a gap in the description of the phenomena accompanying the damage processes of turbochargers. There are no sensors providing the driver with information on the technical condition of the most significant components of the engine turbocharger. There are no systems diagnosing the in-operation charging parameters either. It is commonly known that the damage has a snowball effect, is erosive and total destruction occurs suddenly.

### 3. Description of the turbocharger test stand

For the drive of the turbocharger, a flow of hot gas is used generated by the exhaust generator (combustion engine). The schematic of operation of the system has been presented in Fig. 10b. The air with the fuel is fed to the engine combustion chamber 'CE', where the mixture is combusted. Upon combustion the exhaust, gas is directed onto the rotor vanes propelling the turbocharger system. The compressed air is not used in any way and the system is not connected to any engine intake. The exhaust system is connected to the laboratory exhaust ducts.

a)



mniejszy element niesiony wraz ze strumieniem spalin lub powietrza, trafiając na koło wirnikowe, w wyniku znacznej energii strumienia gazu, silnie oddziałuje z łopatkami.

Istnieje ekonomicznie uzasadniona potrzeba badań turbosprężarek, które podczas eksploatacji ulegają awariom różnego typu. Szybka reakcja na dysfunkcje głównego elementu układu doładowania silnika skutkuje minimalnym nakładem kosztów, ponieważ w pierwszej fazie awarii uszkodzeniu ulega najczęściej układ łożyskowania wału turbosprężarki. Nie ma informacji ilościowych o procesie niszczenia tych podzespołów. Istnieje luka w opisie zjawisk towarzyszących uszkodzaniu się turbosprężarek. Brak jest czujników, które mogłyby dostarczyć kierowcy informacji o stanie technicznym najistotniejszego elementu w układzie doładowania silnika. Brak jest również systemów diagnozujących parametry doładowania podczas pracy silnika. Powszechnie wiadomo, iż zniszczenia mają charakter erozyjny, lawinowy, a całkowita destrukcja następuje gwałtownie.

### 3. Opis stanowiska do badań turbosprężarek

Do napędu turbosprężarki wykorzystuje się strumień gorących gazów pochodzących z komory spalania silnika spalinowego, będący wytwornicą spalin. Schemat działania układu przedstawiono na rys. 10b. Powietrze wraz z paliwem dostarczane jest do komory spalania silnika spalinowego „SSp”, gdzie następuje spalanie mieszanki. Po spaleniu gazy trafiające na łopatki wirnika turbiny wprowadzają

b)

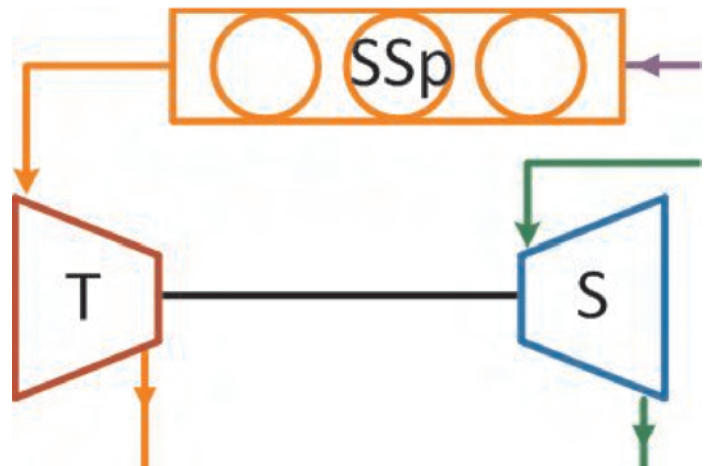


Fig. 10. Test stand; a) overview, b) diagram

Rys. 10. Stanowisko badawcze; a) widok, b) schemat ideowy

The exhaust gas generator used for the drive of the turbocharger uses a Fiat 1.2 dm<sup>3</sup> engine (MPFI) of the following technical specifications:

- power output: 52 kW/6000 min<sup>-1</sup>,
- torque: 102 N·m,
- number of cylinders: 4.

The research engine was installed on a test bed fitted with an Eddy-current brake (AMX 210/100 P<sub>max</sub> = 100 kW, M<sub>o-max</sub> = 240 N·m, n<sub>max</sub> = 10 000 rpm). The test stand was equipped with a gravimetric fuel meter (AMX 212), intercooler and

w ruch układ turbosprężarki. Sprężone powietrze nie jest w żaden sposób dalej wykorzystywane, układ nie jest połączony z układem dolotowym silnika. Układ wylotowy silnika spalinowego połączony jest z instalacją wylotową laboratorium.

Wytwornica spalin zastosowana do napędu turbosprężarki wykorzystuje silnik produkcji Fiata 1,2 dm<sup>3</sup> o oznaczeniu handlowym MPFI. Charakteryzuje się on następującymi parametrami konstrukcyjnymi:

- moc: 52 kW/6000 min<sup>-1</sup>,

a computer for the dynamic recording of the measurement results.

For the measurements and data acquisition the following were used:

- analog-digital card by iOTech Personal Daq/3000 – 2 x 4 digital channels,
- turbocharger speed sensor - Turbo Speed Sensor by AVL, whose principle of operation is measuring the frequency of the light reflected from the marker placed on the compressor rotor.

#### 4. Methodology and research

The performed works aimed at exploring the research possibilities of the test stand. The aim of the investigations was to accelerate the Garrett 1544 V turbocharger to possibly high speeds in order to test the parameters of the generated exhaust gas.

The tests were conducted on a specially prepared test stand. For the analysis of the test stand designed for turbocharger acceleration the following physical quantities were measured:

- speed of the exhaust generator – using an engine speed control system by Automex,
- duty of the exhaust generator – using a brake control system by Automex,
- speed of the turbocharger – through a speed optical sensor (TurboSpeed sensor by AVL),
- temperature in the intake and exhaust channels of the compressor – through k-type thermocouples,
- temperature in the intake and exhaust channels of the turbine – through k-type thermocouples,
- pressures in the intake and exhaust channels of the turbine and the compressor – through a G450 differential pressure sensor.

The parameters of the speeds, pressures and temperature were recorded with the frequency of 1 Hz. The measurements were conducted under the conditions of constant speeds and loads for selected engine work points. The temperature of the engine fluids was as follows:

- coolant 90 °C,
- engine oil 85 °C.

During the tests, these values remained unchanged. The ambient temperature was 5 °C and the ambient pressure – 1025 hPa.

#### 5. Results and discussion

The performed experiment enabled an acceleration of the turbocharger shaft to the maximum speed of 100 rpm. This speed range was approximately 50% of the maximum values of a typical rate in a turbocharger fitted in a vehicle. It might be of significance that the enthalpy of the exhaust gas generated by the applied generator (at the engine speed of 4000 rpm and load of 60 N·m) is insufficient to reach the maximum speeds of the Garrett 1544 V turbocharger. The obtained range of speeds, however, was sufficient to conduct research and analysis (Fig. 11).

The commonplace phenomenon that the exhaust gas enthalpy grows proportionally to the gas flow rate is tightly

- moment obrotowy: 102 N·m,
- liczba cylindrów: 4.

Silnik badawczy zamontowany jest na hamownianym stanowisku badawczym wyposażonym w elektrowirowy hamulec typu AMX 210/100 ( $P_{\max} = 100$  kW,  $M_{o-\max} = 240$  N·m,  $n_{\max} = 10000$  obr/min). Stanowisko wyposażono w wagową miernicę paliwa AMX 212, układ chłodzenia powietrza doładowanego oraz komputer do rejestracji wyników pomiarów w sposób dynamiczny.

Do prowadzenia pomiarów oraz akwizycji danych wykorzystano:

- kartę analogowo-cyfrową firmy iOTech Personal Daq/3000 – 2 x 4 kanały cyfrowe,
- czujnik do pomiaru prędkości obrotowej wału turbosprężarki Turbo Speed Sensor firmy AVL, którego działanie polega na pomiarze częstotliwości światła odbitego od znacznika umieszczonego na wirniku sprężarki.

#### 4. Metodyka i przebieg badań

Wykonane prace miały na celu sprawdzenie możliwości badawczych stanowiska pomiarowego. Istotą badań było wprowadzenie wału turbosprężarki Garrett 1544V w ruch obrotowy do możliwie wysokich prędkości obrotowych w celu zbadania parametrów gazów wylotowych wytwornicy spalin.

Badania prowadzono na specjalnie przygotowanym stanowisku badawczym zbudowanym w hamowni silnikowej. Do analizy wybranych możliwości badawczych stanowiska do rozpędzania turbosprężarek wykonano pomiary następujących wielkości fizycznych:

- prędkości obrotowych wytwornicy spalin – przy wykorzystaniu układu sterowania prędkością obrotową wału korbowego silnika firmy Automex,
- obciążenia wytwornicy spalin – przy wykorzystaniu układu sterowania hamulcem elektrowirowym firmy Automex,
- prędkości obrotowych wału turbosprężarki – za pomocą optycznego czujnika prędkości TurboSpeed sensor firmy AVL,
- temperatury w kanałach dolotowych i wylotowych sprężarki – za pomocą termopar typu K,
- temperatury w kanałach dolotowych i wylotowych turbiny – termopary typu K,
- ciśnień w kanałach dolotowych i wylotowych turbiny oraz sprężarki – za pośrednictwem czujnika różnicowego G450.

Parametry prędkości, ciśnień oraz temperatur rejestrowano z częstotliwością 1 Hz. Pomiary prowadzono w warunkach stałych prędkości obrotowych oraz obciążen dla wybranych punktów pracy. Temperatura płynów eksploatacyjnych:

- ciecz chłodząca 90 °C,
- olej 85 °C.

Podczas badań wartości te nie zmieniały się. Temperatura otoczenia wynosiła 5 °C, a ciśnienie 1025 hPa.

#### 5. Dyskusja wyników

Przeprowadzony eksperyment umożliwił rozpędzenie wału turbosprężarki do maksymalnej prędkości rzędu 100

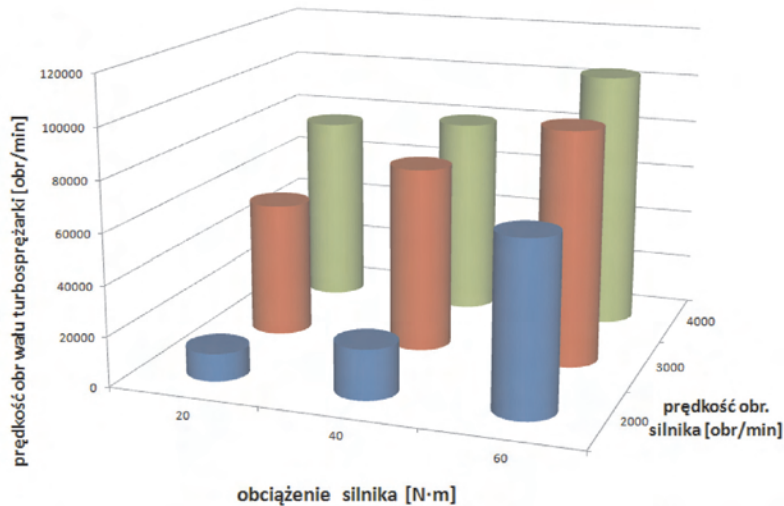


Fig. 11. The turbocharger speed as a function of engine speed and load

Rys. 11. Zależność prędkości obrotowej wału turbosprężarki w funkcji prędkości obrotowej i obciążenia silnika

correlated with the engine speed and its loads are well reflected by the results shown in Fig. 11. An increase in the engine speed or the duty of the exhaust generator leads to an increase in the speed of the turbocharger shaft. It is noteworthy that the same range of turbocharger shaft speeds can be obtained by a proper control of the engine speed and loads i.e. applying 20 N·m of torque at 4000 rpm, 40 N·m of torque at 3000 rpm and 60 N·m at 2000 rpm. In all three cases, the same turbocharger speed was obtained of around 80.000 rpm.

In the turbocharger research the key factor may be the obtainment of the same turbocharger shaft speed by changing the engine speed and load parameters, which will be characterized by an even charging rate at different mechanical and thermal tensions. This dependence has been presented in Fig. 12.

The temperature difference of the exhaust gas upstream and downstream of the turbocharger at variable engine load from 20 to 60 N·m oscillates around 120–180 °C. The presented measurements were carried out at constant speeds of around 2000 rpm.

## 6. Conclusions

From the presented analysis, it results that the scope of turbocharger research is very wide. The assessment of the cooperation of turbochargers or turbines alone with power receivers (generators) becomes a frequent process. Due to the popularity of the turbocharger application, much attention is devoted to the cooperation of this component with the engine

tys. obr/min. Ten zakres prędkości obrotowych to ok. 50% wartości maksymalnych nominalnie pracującej turbosprężarki tego typu zamontowanej w pojeździe. Istotne może być to, iż entalpia gazów wylotowych generowana przez zastosowaną wytwornicę (przy prędkości wału korbowego 4000 obr/min i obciążeniu równym 60 N·m) jest niewystarczająca, aby osiągnąć maksymalne prędkości wału turbosprężarki typu Garrett 1544 V. Niemniej jednak, uzyskany podczas badań zakres 100 tys. obr/min jest wystarczający do prowadzenia prac i analiz (rys. 11).

Powszechnie znane zjawisko, iż entalpia spalin wzrasta proporcjonalnie do prędkości przepływu strumienia gazu, który jest ściśle skorelowany z prędkością obrotową silnika spalinowego, i jego obciążenia doskonale odzwierciedlają wyniki przedstawione graficznie na rys. 11. Zwiększanie prędkości obrotowej wału korbowego lub obciążenia wytwornicy spalin powoduje wzrost prędkości obrotowej wału turbosprężarki. Godnym uwagi staje się fakt, iż ten sam zakres prędkości obrotowych wału turbosprężarki uzyskać można, regulując odpowiednio obciążenie oraz prędkość obrotową wału korbowego silnika, tj. np. zadając obciążenie 20 N·m przy 4000 obr/min, 40 N·m przy 3000 obr/min oraz 60 N·m przy 2000 obr/min. W trzech przypadkach uzyskano równą prędkość obrotową rzędu 80 tys. obr/min.

Podczas badań turbosprężarek kluczowe może okazać się zjawisko uzyskiwania, przez zmiany parametrów prędkości oraz obciążenia silnika, tej samej prędkości obrotowej wału turbosprężarki, co charakteryzować się będzie równym stopniem doładowania przy innych wartościach naprężeń cieplnych oraz mechanicznych układu doładowania. Zależność tę przedstawiono na rys. 12.

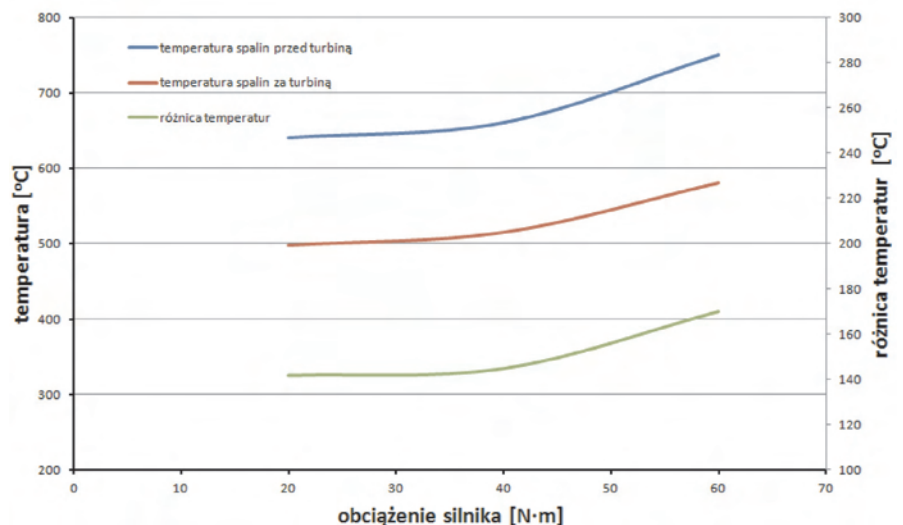


Fig. 12. The influence of the engine load on the temperature difference upstream and downstream of the turbocharger

Rys. 12. Wpływ obciążenia silnika na różnicę temperatur przed i za turbosprężarką

in in-operation investigations, including the destructive processes. The discussed research can be realized on appropriate test stands. For the in-operation tests, engine is the best exhaust generator. It is important that the applied engine is not fitted with a turbocharger and the test stand has a standalone turbocharger lubrication system.

The obtained results serve a purpose of identification and validation of the test stand operation and will be a reference for similar research.

The applied research method has been validated and may be used in further turbocharger research.

## Bibliography/Literatura

- [1] Delvigne T.: Oil Consumption Sources in a Modern Gasoline Engine Including Contribution of Blow-by Separator and Turbocharger: An Experimental Study Based on the Use of Radiotracers. SAE Technical Paper, 2010-01-2256.
- [2] Manni M., Carriero M., Roselli A.: A Study of Oil Consumption on a Diesel Engine with Independently Lubricated Turbocharger. SAE Technical Paper, 2002-01-2730.
- [3] Pastor J., Serrano J., Dolz V, Lopez M, Bouffaud F.: Study of turbocharger shaft motion by means of non-invasive optical techniques: Application to the behavior analysis in turbocharger lubrication failures. Mechanical Systems and Signal Processing 32 (2012), p. 292-305.
- [4] Schweizera B., Sievert M.: Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines. Journal of Sound and Vibration 321 (2009), p. 955-975.
- [5] Xiaobin Y., Zheng Z.: With the electrical properties of a new turbocharger. IEEE Technical Paper, 2010, p. 3465-3468.
- [6] Noguchi T., Takata Y., Yamashita Y.: 220,000-r/min, 2-kW PM Motor Drive for Turbocharger, Electrical Engineering in Japan, Vol. 161, No. 3, 2007.
- [7] Turbocharger Test Stand with a Hot Gas Generator for High-Performance Supercharging Systems. MTZ 10I 2008, Vol. 69.
- [8] Filho F., Valle R., Barros J., Hanriot S.: Automotive Turbocharger Maps Building using a Flux Test Stand. SAE Technical Paper, 2002-01-3542.
- [9] Griffith R., Mavrosakis P.: Ball Bearings to the Series Turbochargers for the Caterpillar Heavy-Duty On-Highway Truck Engines, SAE Technical Paper, 2007-01-4235.

Różnica temperatur gazów spalinowych przed i za turbiną przy zmianie obciążenia silnika od 20 do 60 N·m waha się w granicach 120–180 °C. Przedstawione pomiary wykonano w warunkach stałych prędkości obrotowych silnika w zakresie 2000 obr/min.

## 6. Podsumowanie

Z przedstawionej analizy wynika, iż nad zagadnieniami związanymi z turbosprężarkami prowadzi się badania w szerokim zakresie. Coraz powszechniej prowadzi się wartościowanie współpracy turbosprężarki lub samej turbiny z odbiornikami mocy (generator). Ze względu na powszechność stosowania turbosprężarki wiele uwagi poświęca się współpracy tego elementu z silnikiem spalinowym w badaniach eksploatacyjnych, uwzględniając procesy niszczące. Omówione zakresy badawcze można przeprowadzić dzięki odpowiednim stanowiskom. Do badań eksploatacyjnych najlepiej wykorzystać silnik spalinowy jako wytwornicę spalin. Ważne jest jednak, żeby zastosowany silnik do budowy stanowiska nie posiadał turbodoładowania, a stanowisko wyposażone było w niezależny układ smarowania badanej turbosprężarki.

Uzyskane wyniki pełnią funkcję identyfikacji oraz sprawdzenie poprawności działania stanowiska badawczego i będą stanowiły tło porównawcze dla podobnych badań.

Wykorzystana metoda badawcza została pozytywnie zweryfikowana i może być wykorzystana w dalszych badaniach turbosprężarek.

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

*Prof. dr hab. inż. Marek Idzior – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

email: [marek.idzior@put.poznan.pl](mailto:marek.idzior@put.poznan.pl)



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

*Dr inż. Wojciech Karpiuk – asystent na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

email: [wojciech.karpiuk@put.poznan.pl](mailto:wojciech.karpiuk@put.poznan.pl)



Maciej Bieliński, MEng. – Postgraduate in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Maciej Bieliński – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

email: [maciej.bielinski@doctorate.put.poznan.pl](mailto:maciej.bielinski@doctorate.put.poznan.pl)



Tomasz Borowczyk, MEng. – Postgraduate in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Tomasz Borowczyk – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

email: [tomasz.borowczyk@doctorate.put.poznan.pl](mailto:tomasz.borowczyk@doctorate.put.poznan.pl)



Paweł Daszkiewicz, MEng. – senior assistant in the Rail Vehicles Institute “TABOR” in Poznan.

*Mgr inż. Paweł Daszkiewicz – starszy asystent w Instytucie Pojazdów Szynowych “TABOR” w Poznaniu.*

email: [pawel.daszkiewicz@wp.pl](mailto:pawel.daszkiewicz@wp.pl)



Paweł Stobnicki, DEng. – doctor in the Industrial Institut of Agricultural Engineering in Poznan.

*Dr inż. Paweł Stobnicki – asystent w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu.*

email: [pawel.stobnicki@pimr.poznan.pl](mailto:pawel.stobnicki@pimr.poznan.pl)



Jerzy MERKISZ  
 Marianna JACYNA  
 Maciej ANDRZEJEWSKI  
 Jacek PIELECHA  
 Agnieszka MERKISZ-GURANOWSKA

PTNSS-2014-105

## The influence of the driving speed on the exhaust emissions

The aim of the study is to verify the thesis about the influence of the vehicle speed on the exhaust emissions. The influence of the speed on the fuel consumption is quite easily measurable and generally possible to identify, while determining the emissions of harmful substances requires specialized research equipment. The analysis is important from the point of view of the vehicle operation. The paper presents the results of the road tests of a car fitted with a diesel engine. It contains the results of measurements of the concentration of the exhaust components. In the measurements, PEMS portable equipment was used. The study was conducted under actual traffic conditions (motorway driving) on a selected portion of the A2 motorway, located near Poznan.

Key words: road tests, exhaust emissions, vehicle speed

### Wpływ prędkości jazdy samochodem na emisję spalin

W artykule przedstawiono wyniki badań, których celem było zweryfikowanie tezy o wpływie prędkości jazdy samochodem na emisję spalin. Wpływ prędkości jazdy na przebiegowe zużycie paliwa jest łatwo mierzalny i powszechnie możliwy do określenia, natomiast w celu określenia emisji substancji szkodliwych należy posłużyć się specjalistyczną aparaturą badawczą. Przeprowadzono analizę, która jest istotna z punktu widzenia ekologii eksploatacji pojazdów samochodowych. Zaprezentowano wyniki badań drogowych samochodu osobowego napędzanego silnikiem o zapłonie samoczynnym. Artykuł zawiera także wyniki pomiarów stężenia podstawowych związków szkodliwych emitowanych ze spalinami przez silnik tego pojazdu. W pomiarach wykorzystano mobilną aparaturę do badań toksyczności spalin typu PEMS. Badania przeprowadzono w rzeczywistych warunkach ruchu samochodu (jazda autostradowa) na wybranym fragmencie autostrady A2, zlokalizowanym w rejonach Poznania.

Słowa kluczowe: badania drogowe, emisja spalin, prędkość jazdy

### 1. Introduction

Each moving vehicle is subject to a variety of forces, including all kinds of resistances (all the forces that oppose the driving force of a vehicle). The resistance force – motion resistance of a vehicle occurs under all operating conditions (Fig. 1). Not all of them, however occur at the same time. The number and kind of the occurring forces depend on the conditions under which the motor vehicle is operated [4]. When driving a vehicle at high speeds the dominating share in the resistance has the aerodynamic resistance that is directly proportional to the square of the vehicle speed.

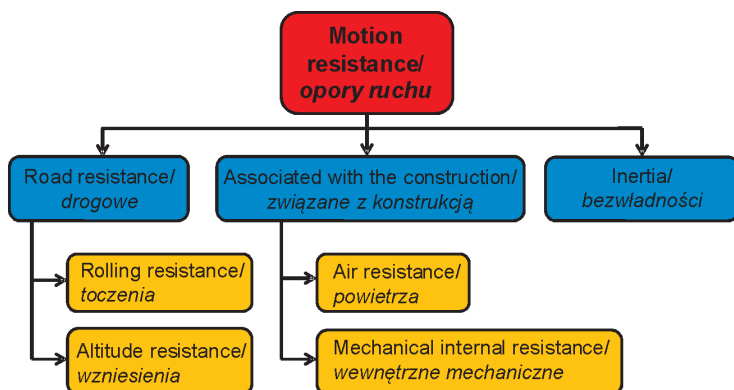


Fig. 1. Types of vehicle motion resistance [8]

Rys. 1. Rodzaje oporów ruchu pojazdu [8]

### 1. Wprowadzenie

Każdy poruszający się po drodze pojazd podlega oddziaływaniu wielu sił, w tym różnego rodzaju sił oporu (są to te wszystkie siły, które przeciwstawiają się sile napędowej pojazdu). Siły oporu – opory ruchu pojazdu występują w każdych warunkach eksploatacyjnych (rys. 1). Nie wszystkie jednak występują jednocześnie. Liczba i rodzaj występujących sił oporu zależy od aktualnych warunków, w jakich użytkuje się pojazd silnikowy [4]. Przy jeździe samochodem z dużymi prędkościami dominujący udział w oporach ruchu ma opór aerodynamiczny, który jest wprost proporcjonalny do powierzchni czołowej samochodu oraz do kwadratu prędkości jazdy.

W artykule przedstawiono zagadnienia emisji związków gazowych, takich jak: CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub> w odniesieniu do pojazdów zasilanych silnikami o zapłonie samoczynnym, w aspekcie kształtowania maksymalnej prędkości jazdy samochodem. Duża wartość prędkości jazdy odpowiada bowiem w znacznym stopniu za wyemitowane związki szkodliwe [1].

Celem badań było znalezienie rozwiązań zagadnienia wzrostu emisji związków szkodliwych spalin wraz ze wzrostem prędkości jazdy o kilkadziesiąt kilometrów na godzinę. W efekcie podjętej analizy uzyskano wyniki dotyczące obciążen środowiskowych dla różnej prędkości jazdy samochodem.

The paper presents problems of the emission of the exhaust components (CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>) from diesel vehicles in relation to the maximum vehicle speed. High vehicle speed significantly impacts the exhaust emissions [1].

The aim of the investigations is to find the solution to the problem of the increase in the exhaust emissions with the increase of the vehicle speed. Following the analysis, results were obtained related to the environmental impacts for different vehicle speeds.

## 2. Research methodology

### 2.1. Research object

The road tests were performed on a PC type (*Passenger Car*) light-duty vehicle. The object of the investigations was a passenger car fitted with a four-cylinder diesel engine of the displacement of 1.9 dm<sup>3</sup> (Fig. 2, Tab. 1). The engine was fitted with a Diesel Oxidation Catalyst (DOC). Diesel Particulate Filter (DPF) was not installed. The vehicle drivetrain included a 5-speed transmission.

## 2. Metodyka badań

### 2.1. Obiekt badań

Badaniom w rzeczywistych warunkach eksploatacji poddano pojazd lekki typu PC (*Passenger Car*). Obiektem badań był samochód osobowy typu kombi wyposażony w 4-cylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym o pojemności skokowej 1,9 dm<sup>3</sup> (rys. 2, tab. 1). Jednostka napędowa badanego samochodu była wyposażona tylko w utleniający reaktor katalityczny DOC (*Diesel Oxidation Catalyst*), natomiast nie był zainstalowany filtr cząstek stałych typu DPF (*Diesel Particulate Filter*). W skład układu napędowego pojazdu wchodziła również 5-biegowa skrzynia przekładniowa.

### 2.2. Aparatura badawcza i warunki przeprowadzania pomiarów

Pomiarów stężenia składników gazowych spalin badanego samochodu osobowego dokonano z wykorzystaniem mobilnej aparatury typu PEMS (*Portable Emission Measurement System*). Tego rodzaju aparatura naukowo-badawcza umożliwia wykonanie pomiarów zanieczyszczeń w spali-

Table 1. Characteristics of the vehicle used in tests

Tabela 1. Charakterystyka samochodu wykorzystanego do badań

Technical parameters/ <i>parametry techniczne</i>	Unit/ <i>jednostka</i>	Value/ <i>wartość</i>
Engine – type of ignition/ <i>silnik – rodzaj zapłonu</i>	–	Diesel/ZS
Engine – cylinder number and arrangement/ <i>silnik – układ i liczba cylindrów</i>	–	R4
Engine displacement / <i>objętość skokowa silnika</i>	cm <sup>3</sup>	1896
Type of supercharging/ <i>rodzaj doladowania</i>	–	turbocharger/ <i>turbosprężarka</i>
Maximum power output/ <i>moc maksymalna</i>	kW/KM	66/90
Maximum torque/ <i>maksymalny moment obrotowy</i>	N·m	210
Aftertreatment system/ <i>układ oczyszczania spalin</i>	–	Diesel Oxidation Catalyst/ <i>utleniający reaktor katalityczny</i>
Vehicle weight/ <i>masa pojazdu</i>	kg	1300
Vehicle mileage/ <i>przebieg pojazdu</i>	km	210 000
Type/ <i>typ</i>	–	Station wagon/ <i>kombi</i>
Year of manufacture/ <i>rok produkcji</i>	–	1998



Fig. 2. The research object prepared for the road tests  
Rys. 2. Obiekt badań przygotowany do pomiarów drogowych

## 2.2. Measurement equipment and conditions

The measurements of the individual exhaust components were performed with the use of a portable exhaust emission measurement system (PEMS). This type of equipment can measure the exhaust emission under actual traffic conditions ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{NO}_x$ ). The measurement range of the equipment allows a wide scope of application. The measurement system provides the emission data in real time, which provides quick research results. Currently, it is being proposed to incorporate the PEMS system into the European legislation actions, particularly for gaseous exhaust components – this issue is currently considered for heavy-duty vehicles only [2, 5–7].

The manufacturer of the SEMTECH-DS, a portable measurement analyzer is Sensors Inc. (*Sensors EMISSION TECHNOLOGY*; Fig. 3). The components of the described equipment are mainly analyzers dedicated for the individual exhaust components: NDIR (*Non-Dispersive Infrared*), NDUV (*Non-Dispersive Ultraviolet*) and FID (*Flame Ionization Detector*). Some other components of the SEMTECH-DS device include [3, 9]:

- exhaust gas mass flow meter for variable engine operating conditions of variable diameter depending on the engine displacement,
- data recording module pulling data from the vehicle OBD (*On-Board Diagnostics*) system – determines the driving conditions and engine operating parameters,
- a GPS module.

Aside from the exhaust components, the said portable PEMS equipment also measures the mass flow of the exhaust

nach w warunkach emisji drogowej – pomiar emisji  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{NO}_x$ . Zakresy pomiarowe aparatury umożliwiają zastosowanie jej w szerokim zakresie. Ponadto charakteryzuje się ona uzyskaniem wyniku pomiaru emisji wszystkich szkodliwych składników spalin w sposób natychmiastowy, co pozwala na szybkie wyciąganie wniosków z prowadzonych badań. Obecnie postuluje się wprowadzenie pomiarów systemami PEMS do europejskich działań legislacyjnych, szczególnie w zakresie pomiarów emisji składników gazowych – jednakże zagadnienie to rozpatrywane jest obecnie dla pojazdów ciężarowych [2, 5–7].



Fig. 3. PEMS measuring equipment during installation inside the vehicle

Rys. 3. Aparatura pomiarowa typu PEMS w trakcie montażu w pojeździe

W odniesieniu do przedmiotowych badań wykorzystano analizator SEMTECH-DS firmy Sensors Inc. (*Sensors EMISSION TECHNOLOGY*; rys. 3). Elementami składowymi opisywanej aparatury badawczej są przede wszystkim odpowiednie dla danych związków chemicznych analizatory: wykorzystujący promieniowanie podczerwone – NDIR

(*Non-Dispersive Infrared*) i ultrafioletowe – NDUV (*Non-Dispersive Ultraviolet*) oraz analizator płomieniowo-jonizacyjny – FID (*Flame Ionization Detector*). Ponadto do głównych elementów budowy urządzenia SEMTECH-DS należą [3, 9]:

- przepływomierz spalin, mierzący wydatek spalin dla zmiennych warunków pracy silnika; o różnej średnicy, zależnej od objętości skokowej jednostki napędowej pojazdu,
- moduł pozwalający na rejestrację danych z systemu diagnostyki pokładowej pojazdu OBD (*On-Board Diagnostics*) – określanie m.in. warunków jazdy i parametrów pracy silnika,

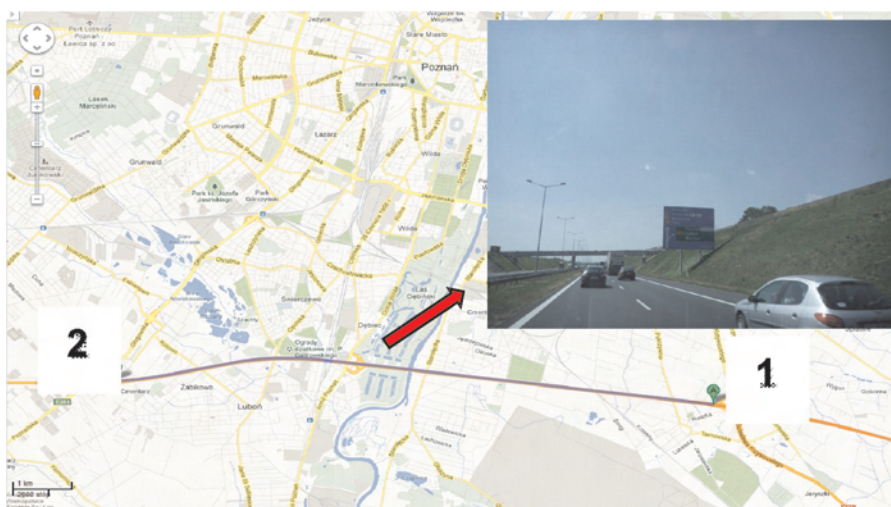


Fig. 4. Test route – a part of the A2 motorway near Poznan

Rys. 4. Odcinek testowy – fragment autostrady A2 w rejonach Poznania

Table 2. Selected parameters recorded during the road tests  
 Tabela. 2. Wybrane parametry zarejestrowane w trakcie przejazdów testowych

Parameter/parametr	Driving speed/prędkość jazdy [km/h]			
	70	80	90	100
Engine speed/prędkość obrotowa silnika [rpm]/[obr/min]	1600	1800	1950	2200
Engine load/obciążenie silnika [%]	37.3	44.2	57.8	64.6
Exhaust gas flow/wydatek spalin [kg/h]	91.3	110.7	135.7	160.4
Exhaust gas temperature/temperatura spalin [°C]	109.1	119.5	125.1	134.3

gas (mass flow meter), which is necessary to calculate the emissions of the individual components (road emissions).

The values of the concentrations of the individual exhaust components were obtained following tests under actual traffic conditions on the test routes in the Poznan area. The test route (a portion of the A2 motorway) has been presented in Fig. 4. Its length was approximately 10 km. The test runs were realized in the afternoon, when the traffic congestion was relatively high. In order to perform the analysis, the vehicle operated at the following speeds: 70, 80, 90 and 100 km/h (each time the highest 5<sup>th</sup> gear was engaged).

Table 2 contains several important parameters of the engine for information purposes. The most important in

– moduł umożliwiający komunikację z systemem lokalizacji GPS.

Opisywana mobilna aparatura pomiarowa typu PEMS, oprócz pomiaru stężenia poszczególnych gazowych substancji szkodliwych w spalinach, umożliwia również pomiar masowego natężenia przepływu spalin (przepływomierz), co jest niezbędne do obliczania emisji tych związków – np. emisji drogowej.

Wartości stężeń poszczególnych szkodliwych gazowych składników w spalinach uzyskano w efekcie wykonania badań w rzeczywistych warunkach ruchu podczas przejazdów w rejonie Poznania. Przebieg trasy badawczej, będącej fragmentem płatnej autostrady A2, zaprezentowano na rys. 4. Jej

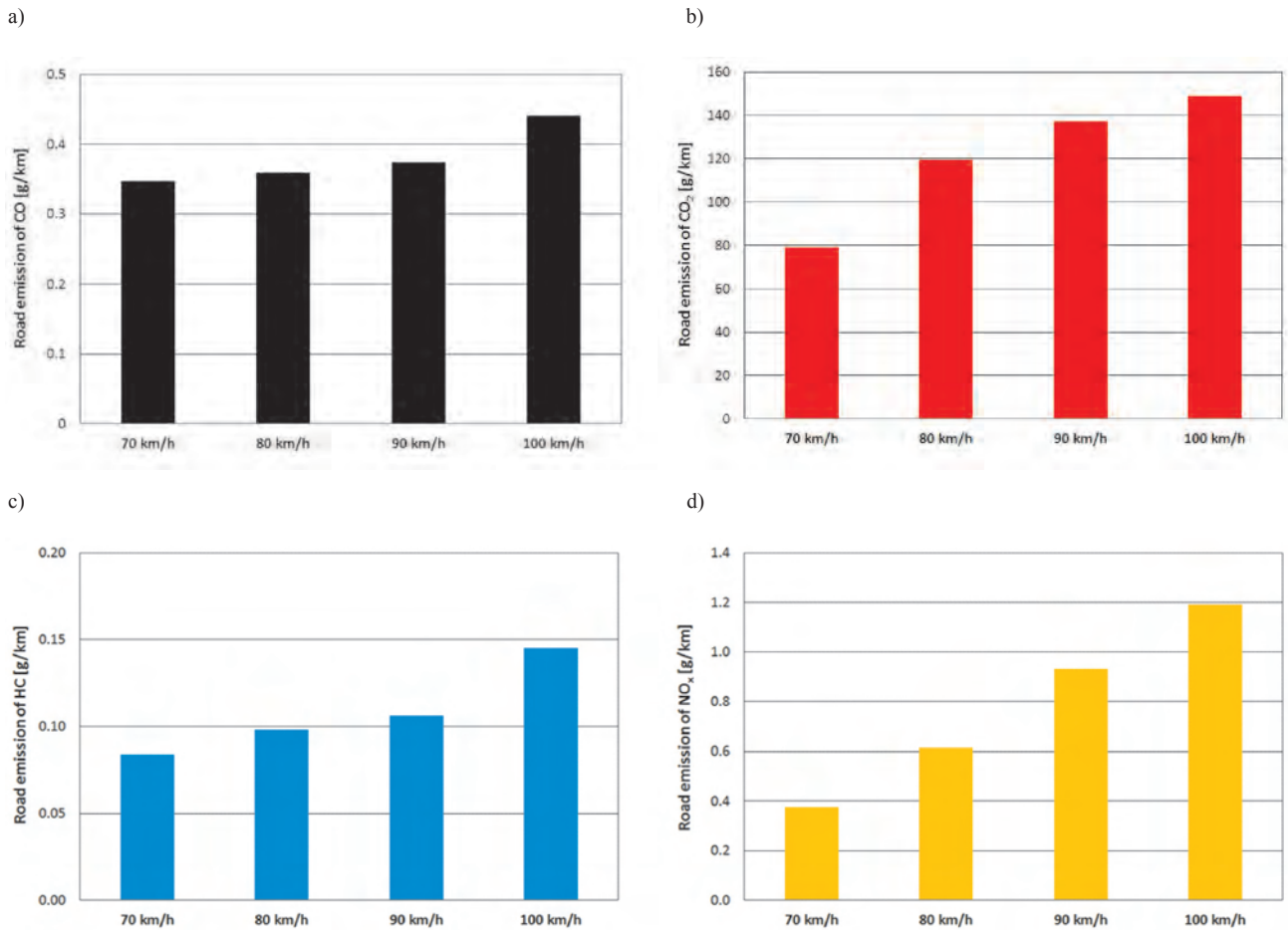


Fig. 5. Road emissions for each driving speed: a) carbon monoxide, b) carbon dioxide, c) hydrocarbons, d) nitric oxides

Rys. 5. Wartości emisji drogowej uzyskane dla poszczególnej prędkości jazdy: a) tlenku węgla, b) dwutlenku węgla, c) węglowodorów, d) tlenków azotu

terms of the exhaust emissions and fuel consumption are the following parameters: engine load, exhaust flow. It is noteworthy that the test runs were initiated at the engine coolant temperature of over 85 °C.

### 3. Results of the measurements and analysis

Based on the calculated accumulated emission of the individual exhaust components (total mass) the on-road emission of these components was calculated (expressed in g/km). The on-road emission was determined for each test run – with the speeds of 70, 80, 90 and 100 km/h (Fig. 5). The test runs on the selected route in the aspect of the vehicle speed variability are characterized by a clearly varied exhaust emission of CO, CO<sub>2</sub>, HC and NO<sub>x</sub>. When the vehicle drove at the speed of 100 km/h the observed relatively high values of the exhaust can be attributed to the increasing influence of the aerodynamic resistance upon exceeding, as we call it, the ‘economy speed limit’ of 90 km/h. Observing the value of the on-road emissions of the analyzed exhaust components we may observe that an increase of the driving speed by a mere 10 km/h results in an increase in the emission by almost 40% – as is in the case of the HC emission (Fig. 5c).

In order to accurately show the differences in the road emission of carbon monoxide, carbon dioxide, hydrocarbons and nitric oxides a relative percentage difference of the emissions was calculated against the reference speed of 90 km/h out of the four test speeds. This is presented in Fig. 6. From this figure, it results that for the speed of 70 km/h the most noticeable is the reduction of the concentration of CO<sub>2</sub> in the exhaust gas (a drop in the emission of this component by over 40%) and the reduction of the emission of NO<sub>x</sub> – by almost 60%. For the speed of  $V = 100$  km/h we can clearly see an increase in the emission of hydrocarbons. As said before, the increase amounts to approximately 40%.

Based on the determined on-road emissions the authors have calculated the gas mileage of the vehicle with the

długość wynosiła w przybliżeniu 10 km. Przejazdy testowe realizowano w porze popołudniowej, przy występowaniu dość dużego natężenia ruchu na odcinku pomiarowym. W celu przeprowadzenia przedmiotowej analizy uzyskiwano samochodem badawczym prędkość wynoszącą kolejno 70, 80, 90 i 100 km/h (każdorazowo przy włączonym najwyższym, 5. biegu).

W tabeli 2 zestawiono informacyjnie kilka istotnych parametrów eksploatacyjnych silnika spalinowego. Na szczególną uwagę, z punktu widzenia emisji związków szkodliwych spalin i zużycia paliwa przez pojazd, zasługują takie parametry, jak: obciążenie silnika oraz wydatek spalin. Należy zaznaczyć, iż pomiary w rzeczywistych warunkach eksploatacji rozpoczynano, gdy temperatura cieczy chłodzącej jednostki napędowej pojazdu badawczego wynosiła ponad 85 °C.

### 3. Wyniki pomiarów i ich analiza

Na podstawie obliczonej skumulowanej emisji poszczególnych substancji szkodliwych w spalinach – masy całkowitej – obliczono w dalszej kolejności emisję drogową tych substancji (określaną w g/km). Emisję drogową określono dla każdego przejazdu – z prędkościami 70, 80, 90 i 100 km/h (rys. 5). Przejazdy trasy badawczej w zakresie zmienności prędkości jazdy samochodem cechują się wyraźnie odmienną wartością emisji szkodliwych składników spalin w postaci CO, CO<sub>2</sub>, HC i NO<sub>x</sub>. Przy poruszaniu się obiektu badawczego z prędkością 100 km/h obserwowane stosunkowo duże wartości emisji wszystkich substancji szkodliwych wynikają ze znacznie zwiększającego się oddziaływania oporu aerodynamicznego na jadący pojazd po przekroczeniu (przyjętej powszechnie jako tzw. ekonomicznej) prędkości 90 km/h. Obserwując wartości emisji drogowej analizowanych związków spalin, można zauważyć, iż wzrost prędkości jazdy o zaledwie 10 km/h skutkuje zwiększeniem się tej emisji nawet o prawie 40% – jak dla emisji węglowodorów (rys. 5c).

W celu wykazania dokładnych różnic w emisji drogowej tlenku i dwutlenku węgla, węglowodorów oraz tlenków azotu obliczono względną różnicę procentową emisji wobec stosowanej „porównawczej”, spośród czterech analizowanych prędkości jazdy – 90 km/h. W formie zbiorczej zaprezentowano to na rys. 6. Z zestawienia wynika, że najbardziej zauważalna, dla jazdy z prędkością 70 km/h, jest redukcja zawartości CO<sub>2</sub> w spalinach (spadek wartości emisji o ponad 40%) oraz redukcja emisji NO<sub>x</sub> – zmniejszenie o prawie 60%. Natomiast dla  $V = 100$  km/h najwyraźniej uwidoczniony jest wzrost wartości emisji drogowej węglowodorów. Jak już wspomniano, zwiększenie emisji węglowodorów wynosi wtedy około 40%.

Na podstawie określonej emisji drogowej substancji szkodliwych obliczono, przy wykorzystaniu metody bilansu masy węgla, przebiegowe zu-

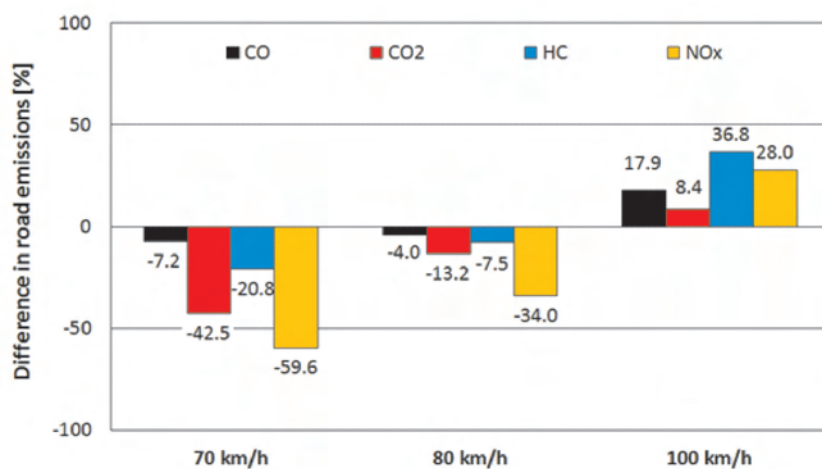


Fig. 6. Percentage difference in the emissions resulting from different driving speeds (against the reference speed of 90 km/h)

Rys. 6. Procentowa różnica w emisji substancji szkodliwych w wyniku zastosowania różnej prędkości jazdy (względem 90 km/h)

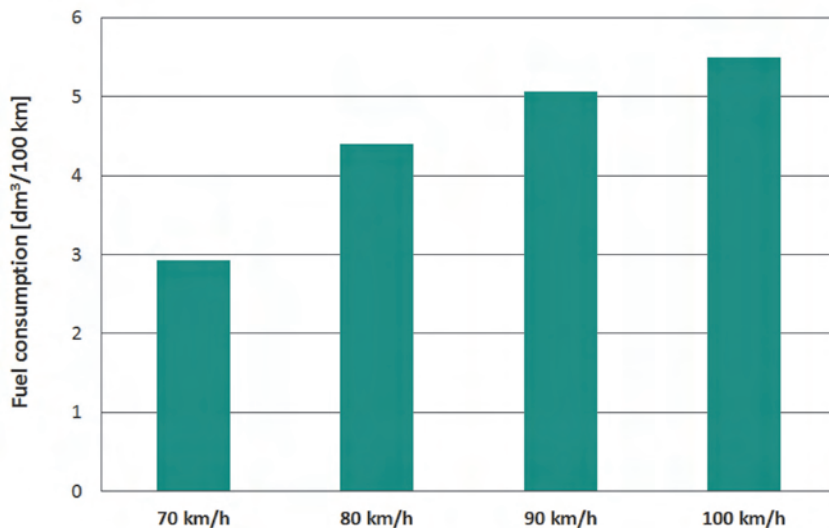


Fig. 7. Fuel consumption for different driving speeds

Rys. 7. Wartość przebiegowego zużycia paliwa określona dla różnej prędkości jazdy

carbon balance method (Fig. 7). Similarly to the on-road emission, a significant growth of the amount of consumed fuel was observed for each 100 km (depending on the applied maximum vehicle speed). The analysis of the percentage differences in the calculated values of the gas mileage for a given PC vehicle (Fig. 8) indicates over 40% lower fuel consumption at the speed of 70 km/h (against the reference speed of 90 km/h) and almost a 10 time increase in the fuel consumption at the speed of 100 km/h.

#### 4. Conclusions

The tests of the passenger vehicle performed under actual traffic conditions have shown a significant influence of the vehicle speed on its exhaust emissions. A much lower on-road emissions were observed for the speed of  $V = 70$  km/h (against the reference speed of 90 km/h) and much higher – when the vehicle drove at the speed of  $V = 100$  km/h. It is very often observed that the road speed limits are frequently exceeded by the drivers. Bearing in mind the conclusions of the authors drawn from the performed investigations, we should note that failing to adhere to the traffic regulations could significantly impact the natural environment including humans. It is thus strongly advisable to rationalize the vehicle operation (vehicle speed).

These were preliminary tests. In order to fully determine the influence of the vehicle speed on its ecological performance the tests need to be continued and extended. The trend in further research will be exhaust emissions tests carried out on a larger group of vehicles (including gasoline engines and engine fueled with alternative fuels: LPG

życie paliwa przez badany pojazd (rys. 7). Podobnie jak w odniesieniu do emisji drogowej obserwuje się znaczący wzrost wartości zużywanego przez pojazd paliwa na każde przejechane 100 km (w zależności od stosowanej maksymalnej prędkości jazdy). Analiza różnic procentowych w obliczonych wartościach przebiegowego zużycia paliwa dla badanego pojazdu typu PC (rys. 8) wskazuje na ponad 40-procentowe mniejsze zużycie paliwa przy jeździe z prędkością 70 km/h (wobec 90 km/h) oraz na prawie 10-procentowy wzrost w wyniku jazdy z prędkością 100 km/h.

#### 4. Podsumowanie

Wykonane badania drogowe samochodu osobowego w rzeczywistych warunkach jego eksploatacji uwiaryściły

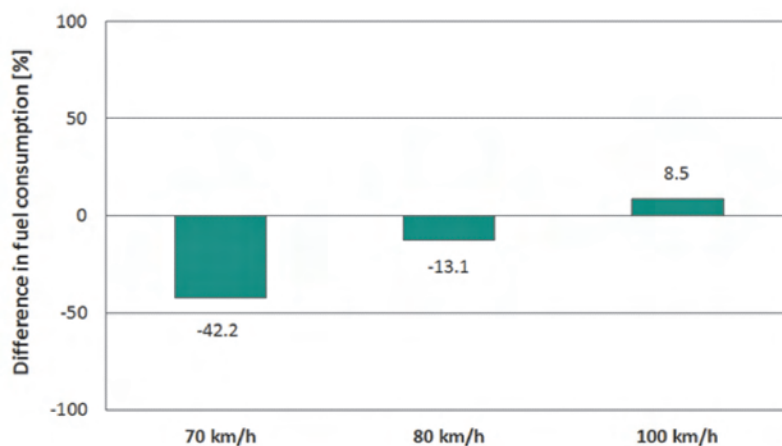


Fig. 8. Percentage difference in the fuel consumption at different speeds (against the reference speed of 90 km/h)

Rys. 8. Procentowa różnica w wartości zużycia paliwa przez pojazd w trakcie jazdy z różną prędkością (względem 90 km/h)

znaczący wpływ osiągniętej prędkości jazdy na emisję gazowych substancji w spalinach. Należy wskazać na znacząco mniejszą emisję drogową tych związków przy jeździe z  $V = 70$  km/h (wobec prędkości 90 km/h) oraz znaczący wzrost wartości emisji przy samochodzie poruszającym się z  $V = 100$  km/h. Na drogach dość często można zaobserwować stosowanie przez kierowców nadmiernej prędkości jazdy. Mając na uwadze wnioski wyciągnięte z przeprowadzonych badań, warto podkreślić, że może to w dużym stopniu wpływać na środowisko naturalne i człowieka. Trzeba więc racjonalnie podchodzić do sposobu eksploatacji (prędkości jazdy) wszelkich pojazdów.

Wykonane badania były badaniami wstępnymi. Aby pełniej określić wpływ prędkości jazdy samochodem na właściwości ekologiczne pojazdu należy poszerzyć badania.

and CNG) as well as vehicles of different homologation categories: Light Duty-Vehicles (LDV) and Heavy-Duty Vehicles (HDV).

Kierunkiem dalszych prac będzie między innymi przeprowadzenie badań toksyczności spalin większej liczby pojazdów (również z silnikami o zapłonie iskrowym i zasilanych różnymi paliwami: LPG oraz CNG), w tym pojazdów innych kategorii homologacyjnych typu: LDV (*Light Duty Vehicle* – lekki pojazd użytkowy) i HDV (*Heavy Duty Vehicle* – pojazd ciężarowy).

## Bibliography/Literatura

- [1] Daham B., Li H., Andrews G.E., Ropkins K., Tate J.E., Bell M.C.: Comparison of real world emissions in urban driving for Euro 1–4 vehicles using a PEMS. SAE Technical Paper Series 2009-01-0941.
- [2] Engeljehring K.: Automotive emission testing and certification. Past, present and future. 2<sup>nd</sup> International Exhaust Emissions Symposium, Bielsko-Biała 2011.
- [3] Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.: Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.
- [4] Piechna J.: Podstawy aerodynamiki pojazdów. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2000.
- [5] Toy E.: The distribution of vehicle mass in the on-road fleet of passenger vehicles. SAE Technical Paper Series 2004-01-1161.
- [6] Vermeulen R.J.: The effects of a range of measures to reduce the tail pipe emissions and/or the fuel consumption of modern passenger cars on petrol and diesel. TNO report, IS-RPT-033-DTS-2006-01695.
- [7] Walsh M.: Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update. Part 3. Combustion Engines, No. 4/2011 (147), pp. 98–103.
- [8] [http://autowiedza.republika.pl/opory\\_ruchu.html](http://autowiedza.republika.pl/opory_ruchu.html) (dostęp z dnia 15.07.13)
- [9] <http://www.sensors-inc.com>

## Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CI	Compression Ignition/ <i>silnik o zapłonie samoczynnym (ZS)</i>
CNG	Compressed Natural Gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
DOC	Diesel Oxidation Catalyst/ <i>utleniający reaktor katalityczny dla silników ZS</i>
DPF	Diesel Particulate Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>
FID	Flame Ionization Detector/ <i>analizator płomieniowo-jonizacyjny</i>
GPS	Global Positioning System/ <i>system nawigacji satelitarnej</i>
HDV	Heavy-Duty Vehicle/ <i>pojazd ciężarowy</i>
LDV	Light-Duty Vehicle/ <i>lekki pojazd użytkowy</i>
LPG	Liquefied Petroleum Gas/ <i>gaz płynny, mieszanina propanu i butanu</i>
NDIR	Non-Dispersive Infrared/ <i>analizator niedyspersyjny na podczerwień</i>
NDUV	Non-Dispersive Ultraviolet/ <i>analizator niedyspersyjny na promieniowanie ultrafioletowe</i>
OBD	On-Board Diagnostics/ <i>system diagnostyki pokładowej pojazdu</i>
PC	Passenger Car/ <i>samochód osobowy</i>
PEMS	Portable Emissions Measurement System/ <i>aparatura mobilna do badań toksyczności spalin</i>

Prof. Marianna Jacyna, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Transport at Warsaw University of Technology.

*Prof. Marianna Jacyna – profesor na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej*  
e-mail: [maja@wt.pw.edu.pl](mailto:maja@wt.pw.edu.pl)



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

*Dr hab. inż. Jacek Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*  
e-mail: [jacek.pielecha@put.poznan.pl](mailto:jacek.pielecha@put.poznan.pl)



Prof. Agnieszka Merkisz-Guranowska, DSc.– Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Dr hab. Agnieszka Merkisz-Guranowska, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [agnieszka.merkisz-guranowska@put.poznan.pl](mailto:agnieszka.merkisz-guranowska@put.poznan.pl)



Maciej Andrzejewski, DEng. – senior assistant in the Rail Vehicles Institute “TABOR” in Poznan.

*Dr inż. Maciej Andrzejewski – starszy asystent w Instytucie Pojazdów Szynowych “TABOR” w Poznaniu.*

e-mail: [maciej\\_andrzejewski@op.pl](mailto:maciej_andrzejewski@op.pl)



## Problems of exhaust gas emission of modernized diesel locomotives operating in Poland

*This article presents the analysis of emissivity of diesel locomotives operating in Poland. In the last years a significant part of the rail vehicles have been subjected to remotorization consisting in replacement of the combustion engine with the new generation model. This leads to the reduction of toxic constituents emission of exhaust gases from the railway vehicles. The analysis was conducted bearing in mind the histograms of locomotives loads in normal work conditions. It allowed to assess the ecological benefits of these engines during their operation.*

Key words: tests of diesel locomotives, exhaust gas emission

### Problemy emisji spalin z modernizowanych lokomotyw spalinowych eksploatowanych w Polsce

*W artykule przedstawiono analizę emisyjności eksploatowanych lokomotyw spalinowych w Polsce. Znaczną część pojazdów szynowych w ciągu ostatnich lat poddano remotoryzacji polegającej na zastąpieniu silnika spalinowego nowszym generacyjnie modelem. Skutkuje to zmniejszeniem emisji składników toksycznych spalin z pojazdów szynowych. Analizę przeprowadzono z uwzględnieniem histogramów obciążeń lokomotyw w typowych warunkach pracy, co pozwoliło na ocenę korzyści ekologicznych związanych z tymi silnikami w czasie ich eksploatacji.*

Słowa kluczowe: badania lokomotyw spalinowych, emisja spalin

### 1. Introduction

During several dozen years in the countries of European Union the various legal instruments to improve air quality by controlling the emission of harmful pollutants for the human health and the natural environment are proposed and implemented. The values of emission of the harmful constituents in the European Union have been decreasing because of the stringent restrictions. The trend of reduction of most harmful compounds emission is observed. In the years 1990-2010 the total emission of carbon monoxide into the atmosphere was reduced by about 62% and nitrogen oxides by about 47% [9]. The percentage changes of emission for each pollutant of EU economic sectors in the total emission of the particular pollutant in 2012 (the data cover 27 countries) are presented in Fig. 1. The critical ones for the rail vehicle engines are emissions of nitrogen oxides and particles. Their significant reduction dates at the turn of the nineties of XX century

### 1. Wprowadzenie

W okresie kilkudziesięciu lat w krajach Unii Europejskiej zaproponowano i wdrożono różne prawne instrumenty w celu poprawy jakości powietrza atmosferycznego przez kontrolowanie emisji zanieczyszczeń szkodliwych dla zdrowia człowieka i jego środowiska naturalnego. Emisja składników szkodliwych spalin w Unii Europejskiej, ze względu na zastrzeżone ograniczenia, przyjmuje coraz mniejsze wartości. Obserwuje się trend ograniczania emisji większości szkodliwych związków. W latach 1990-2010 zmniejszeniu uległa emisja całkowita do atmosfery tlenku węgla o około 62% oraz tlenków azotu o około 47% [9]. Procentowe zmiany emisji poszczególnych zanieczyszczeń z unijnych sektorów gospodarki, w całkowitej emisji danego zanieczyszczenia w 2012 r. (dane obejmują 27 państw) przedstawiono na rys. 1. Krytyczne dla silników pojazdów szynowych są emisje tlenków azotu oraz cząstek stałych. Ich znaczne obniżenie datuje się na lata dziewięćdziesiąte XX wieku (rys. 2). Największe zmiany dotyczą pojazdów szynowych, a nie lokomotyw spalinowych.

Pomiary emisji prowadzi się obecnie według testu NRSC znanego jako test stacjonarny ISO 8178-F (rys. 3). Spalinowe pojazdy szynowe, podobnie jak pojazdy drogowe, podlegają normom emisji spalin określanym przez Unię Europejską. Dla nowych pojazdów od stycznia 2012 r. obowiązuje etap III B, normujący maksymalną wielkość zanieczyszczeń w spalinach, a od 31 grudnia 2013 r. wprowadzono etap IV dopuszczający mniejszy poziom zanieczyszczeń. Aktualny stan prawny w zakresie norm czystości spalin dla pojazdów kolejowych określa dyrektywa 2004/26/WE z 21 kwietnia 2004 r. (rys. 4).

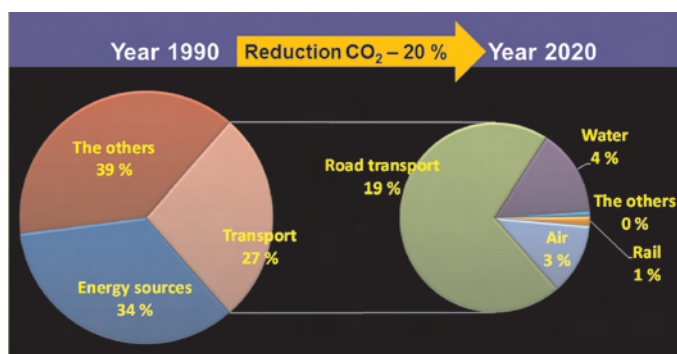


Fig. 1. Carbon dioxide emissions from the transport sector (EU-27) [10]

Rys. 1. Emisja dwutlenku węgla z sektora transportowego (EU-27) [10]

(Fig. 2). The biggest changes concern the rail vehicles and not diesel locomotives.

At present the emission measurements are carried out according to the NRSC test known as the stationary test ISO 8178-F (Fig. 3). The diesel rail vehicles as well as the road vehicles are subject to the standards of exhaust gas emission defined by the European Union. Since January 2012 for the new vehicles the Stage III B has been in effect which regulates the maximum amount of pollutants in the exhaust gases, and since 31 December 2013, the stage IV allowing the lower level of pollution will be introduced. The current legal status of exhaust gas cleanliness standards for the rail vehicles is determined by Directive 2004/26/EC of 21 April 2004. (Fig. 4).

The environmental assessment of rail vehicles for the most cases is based on a comparison of the current state of the combustion engine (its value of emission) with the acceptable values of the harmful constituents emission. These values concern the specific research tests of engines or vehicles [2, 6]. In the national conditions of the rail vehicles operation these requirements are a little different because having a wide

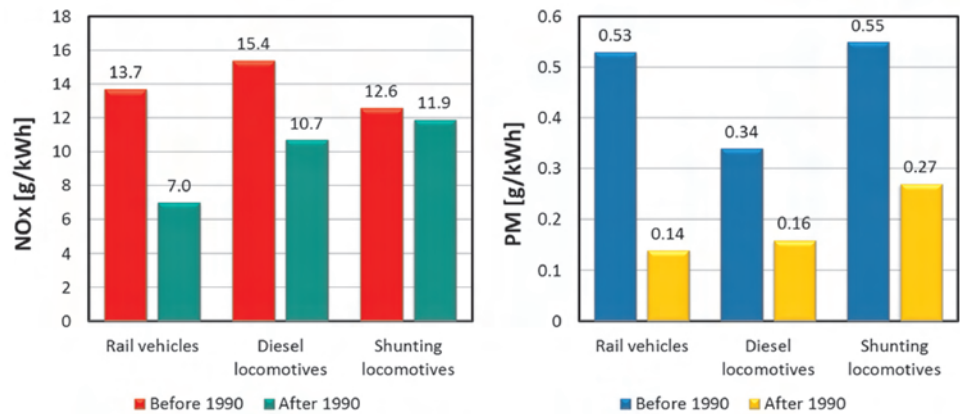


Fig. 2. The average emissions of selected types of rail vehicles [11]

Rys. 2. Średnia emisja z wybranych typów pojazdów szynowych [11]

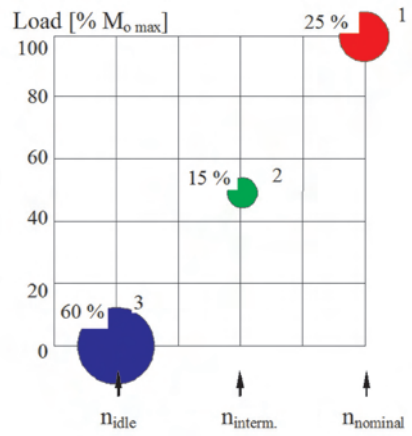


Fig. 3. The current stationary test ISO 8178-F [2]

Rys. 3. Obowiązujący test stacjonarny ISO 8178-F [2]

Ocena ekologiczności pojazdów szynowych jest oparta w większości na porównaniu stanu bieżącego silnika spalinowego (jego wartości emisji) z wartościami dopuszczalnymi emisji składników szkodliwych. Wartości te dotyczą konkretnych testów badawczych silników lub pojazdów [2, 6]. W krajowych warunkach eksploatacji pojazdów szynowych wymagania te są nieco inne, gdyż posiadanie szerokiego spektrum taboru kolejowego znacząco zmienia obraz ekologiczności tych pojazdów. Badania emisji spalin wykonywane na podstawie testu ISO 8178-F pozwalają na odniesienie ich wyników do wartości limitów, jednak nie wskazują na ograniczenie natężenia emisji składników toksycznych. Konieczne staje się więc podjęcie zagadnienia dotyczące oceny emisyjności silników pojazdów szynowych w warunkach ich rzeczywistej eksploatacji. Podobne działania prowadzi się również w odniesieniu do pojazdów ciężarowych i osobowych [4, 5]. Zatem wszystkie działania mające na celu ocenę rzeczywistego stopnia emisyjności pojazdów szynowych oraz próby ich poprawy są konieczne i uzasadnione [2].

Obecnie brak jest analiz dotyczących wymiernych korzyści, jakie uzyskuje się w wyniku napraw silników lub remortoryzacji (wymiany silników) w aspekcie ekologicznym. Udział pojazdów szynowych w ogólnym zanieczyszczeniu środowiska nie jest znaczny (rys. 5).

Głównym celem prac badawczych prezentowanych w artykule była odpowiedź na pytanie, jakie wymierne korzyści następują w wyniku naprawy głównej silnika lub jego zastąpienia nowszą technologicznie konstrukcją. W tym celu wykonano pomiary

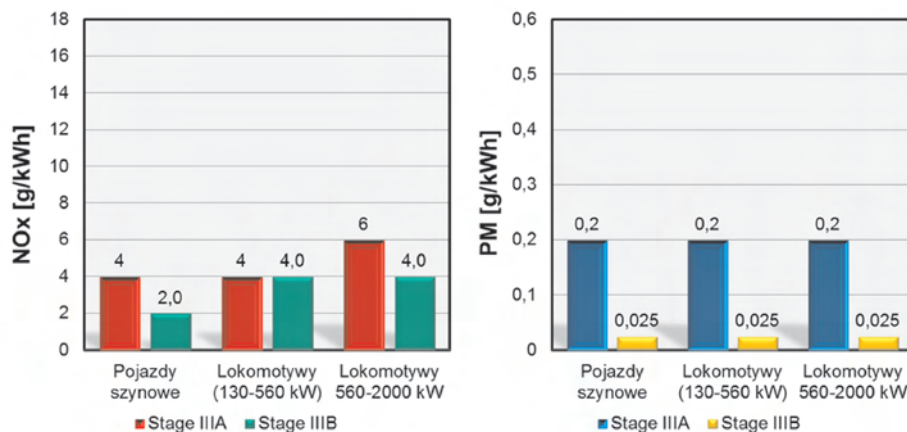


Fig. 4. Limits of exhaust gas emissions of rail vehicles [11]

Rys. 4. Limity emisji spalin pojazdów szynowych [11]

range of rolling stock significantly changes the environmental view of these vehicles. The tests of exhaust gases emission carried out on the basis of test ISO 8178-F allow to relate their results to the limit values, but they do not show the limitation of concentration of the toxic components emission. Therefore, it is become necessary to take issue of the assessment of rail vehicle engines emissivity in conditions of their actual operation. The similar activities are also carried out for trucks and cars [4, 5]. Thus, all activities to assess the actual degree of emissivity of rail vehicles and to try to improve them are necessary and justified [2].

Currently, there is no analysis of measurable benefits achieved as a result of repair or remotorization (replacement of engines) in the aspect of ecology. Contribution of the rail vehicles in the general pollution is not significant (Fig. 5).

The main objective of the research works presented in this article is to answer the question what measurable benefits are as a result of engine overhaul or replacement it with the newer technological design. For this purpose, the measurements of emission of exhaust gases toxic components in diesel locomotives are carried out in accordance with test ISO 8178-F.

## 2. Quantitative state of diesel locomotives

The repair or replacement of the combustion engine is connected with both economic and environmental benefits. The economic benefits include the lower fuel consumption, the use of modern control and combustion engine control systems. Now, the PKP Cargo has almost equal numbers of both the electric vehicles and the diesel ones. These numbers are as follows: 1225 and 1277 units (state at the end of 2011). However, it should be noted that the diesel shunting locomotives (982 units) were the most of diesel vehicle. As a result, the electric locomotives were majority of the regular freight stock.

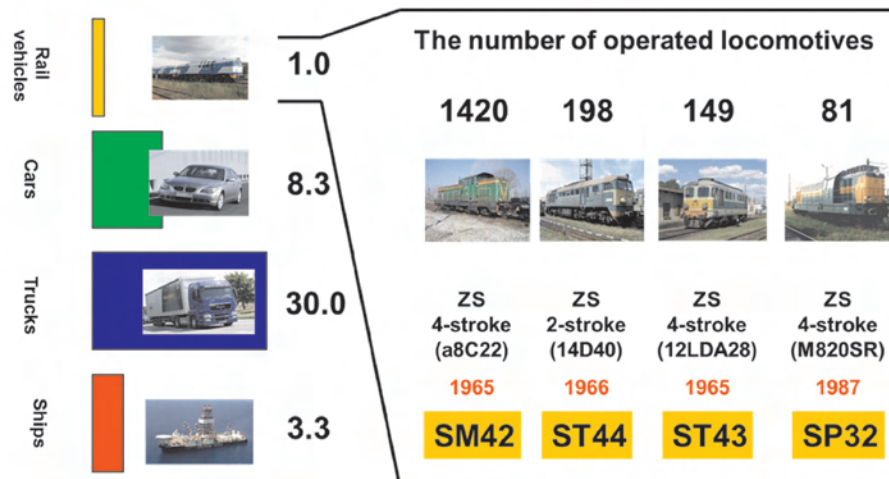


Fig. 5. The relative load of the environment by means of transport  
Rys. 5. Względne obciążenie środowiska przez środki transportu

emisji składników toksycznych spalin w lokomotywach spalinowych zgodnie z testem ISO 8178-F.

## 2. Stan ilościowy lokomotyw spalinowych

Naprawa lub wymiana silnika spalinowego wiąże się zarówno z korzyściami ekonomicznymi, jak i ekologicznymi. Korzyści ekonomiczne to m.in. mniejsze zużycie paliwa, zastosowanie nowoczesnych systemów sterowania i kontroli silnika spalinowego. Obecnie PKP Cargo posiada w niemal równej liczbie zarówno pojazdy elektryczne – 1225 sztuk, jak i spalinowe – 1277 sztuk (stan na koniec 2011 r.). Należy jednak zwrócić uwagę na to, iż większość pojazdów spalinowych stanowiły lokomotywy manewrowe (982 szt.). W rezultacie liniowy tabor do przewozu ładunków stanowiły w większości lokomotywy elektryczne.

Średni wiek taboru w tej firmie wynosi 33,8 lat. Wskaźnik ten nie uwzględnia modernizacji lokomotyw, szczególnie spalinowych, którą przeprowadzano w ostatnich latach. Do zmodernizowanych lokomotyw spalinowych należą ST44 (35 szt.), ST45 (5 szt.) oraz SM42 (49 szt.).

Z tego względu w tabeli 1 podano skalę i wymiary silników spalinowych w lokomotywach w kilku poprzednich latach.

Table 1. Costs of new investments (diesel locomotives) [8]  
Tabela 1. Koszty nowych inwestycji (lokomotyw spalinowych) [8]

PKP	2011	Inspection repairs 59 locomotives/naprawy rewizyjne 59 lokomotyw	Replacement of locomotive SU45
	2012	Inspection repairs 150 locomotives/naprawy rewizyjne 150 lokomotyw	
	2013 (to 12.03)	Purchase of 10 new diesel locomotives/zakup 10 nowych lokomotyw spalinowych	
	I quarter of 2013	Modernization of 20 locomotives SM42/modernizacja 20 lokomotyw serii SM42	
PKP Cargo	2011	Modernization of 130 locomotives SM42 (replacement of engine with Caterpillar type CAT27 and 2 systems Caterpillar type CAT15), ST44 (replacement of engine with a new generation engine of Kołomna type 12CzN26/26)/modernizacja 130 lokomotyw SM42 (wymiana silnika na Caterpillar typ CAT27 oraz 2 układy Caterpillar typ CAT15), ST44 (wymiana silnika na silnik nowej generacji firmy Kołomna typ 12CzN26/26)	Cost of 400 mln PLN/koszt 400 mln zł

The average age of rolling stock in the company is 33,8 years. This index does not include the locomotive modernization, particularly diesel ones which have been carried out in recent years. The modernized locomotives are ST44 (35 units), ST45 (5 units) and SM42 (49 units).

For this reason, the scale of replacement of combustion engines in locomotives in the past few years is given below (Tab. 1).

### 3. Test methodology

The engines of diesel locomotives operated on PKP lines were subjected to tests. Six diesel locomotives were analysed using different types of engines (Tab. 2). Their technical characteristics are presented in Table 3.

### 3. Metodyka badań

Badaniom poddano silniki lokomotyw spalinowych eksploatowanych na liniach PKP. Analizie poddano sześć lokomotyw spalinowych, wykorzystujących różne typy silników (tab. 2). Ich parametry techniczne zestawiono w tabeli 3.

### 4. Analiza pracy lokomotyw

Możliwości określenia rzeczywistej emisji z silników pojazdów szynowych wymagają rozpoznania wartości histogramów obciążeń silników spalinowych pojazdów szynowych. Histogramy te są zasadniczo odmienne dla pracy lokomotyw spalinowych w ruchu osobowym oraz towarowym (dotyczy to także pracy manewrowej). Analizie

Table 2. Rail vehicles subjected to the emission tests

Tabela 2. Pojazdy szynowe poddane badaniom emisyjnym

Type of vehicle/typ pojazdu	Engine/silnik	Remarks/uwagi
ST44	14D40	Before regulations/przed regulacjami
M62	14D40	After regulations/po regulacjach
BR231	5D49	Replacement of the engine for the newer model/wymiana silnika na nowszy model
BR231	CAT 3606	
EM62	645E3B	
M62	12CzN26/26	

Table 3. Technical characteristics of the combustion engines subjected to tests

Tabela 3. Parametry techniczne silników spalinowych poddanych badaniom

Type/series of locomotive	Type of engine	$N_e$ [kW]	Arrangement of cylinders	$n_{Ne-max}$ [rpm]	$V_{ss}$ [dm <sup>3</sup> ]	$g_e$ [g/kW·h]
Locomotive ST44	14D40	1470	12/V (45°)	750	150.6	228.0
Locomotive BR231	5D49	2208	16/V (42°)	1000	200.8	215.6
Locomotive R231	CAT3606	1975	6/R	1000	110.8	198.0
Locomotive EM62	645E3B	2238	16/V (45°)	893	105.7	–
Locomotive M62	12CzN26/26	1470	12/V (60°)	750	150.6	202.5

### 4. Analysis of locomotive operation

The possibilities to determine the actual emission from the engines of rail vehicles require the recognition of histogram values of combustion engine loads of the rail vehicles. These histograms are generally different for the operation

poddano warunki pracy lokomotywy ST44 (rys. 6), gdyż silniki zamieszczone w tabeli 3 są montowane w takim pojeździe szynowym.

Analiza pracy lokomotywy w warunkach ruchu towarowego pozwala na stwierdzenie:

- a) celowego uwzględnienia warunków biegu jałowego w teście badawczym; analizowane lokomotywy wykorzystują znaczne czasy pracy biegu jałowego (po około 40%);
- b) wykorzystywania obciążenia częściowego w niewielkim zakresie, tak więc nie ma podstaw do wykorzystywania tej fazy badań ze znacznym udziałem wagowym;
- c) znacznego czasu pracy podczas obciążeń maksymalnych (lub wartości do nich zbliżonych).

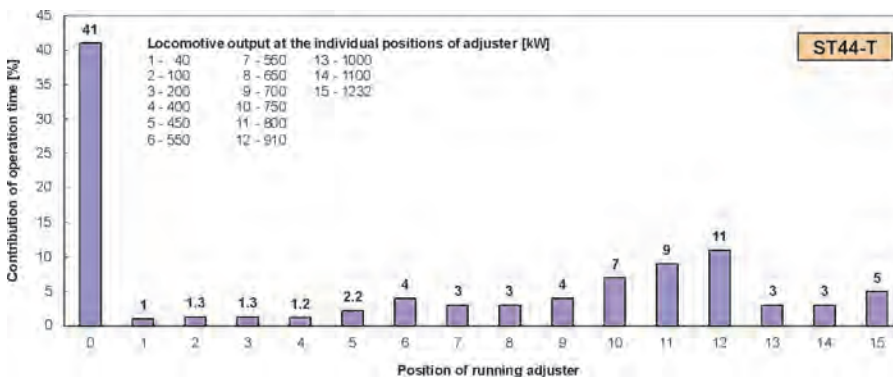


Fig 6. Load histogram of locomotive ST44 operating in freight traffic

Rys. 6. Histogram obciążeń lokomotywy ST44 pracującej w ruchu towarowym

of diesel locomotives in the passenger and freight traffic (including the shunting operation). The conditions of locomotive ST44 operation are subjected to analysis (Fig. 6) because the engines listed in Tables 3 are mounted in such a rail vehicle.

The analysis of locomotive operation in the freight traffic conditions leads to the conclusion:

- a) intentional taking into account the conditions of idle running in the research test; the analyzing locomotives use the significant operation times in the idle running (after about 40%);
- b) using the partial load in the small range, so there is no basis to use this phase of tests with a substantial weight participation;
- c) the substantial operation time during the maximum loads (or the values closed to them).

### 5. Tests of exhaust gases emission in test ISO 8178-F

The opportunities to reduce the toxic components emission are determined on the basis of small regulatory changes made in the engines of the tested locomotives and in remotorization of the combustion engines – replacement of the engine which is the essential source of the locomotive drive and its replacement with a newer design.

The tests of 2-stroke 14D40 engine before and after regulations are presented on the example of locomotive ST44 M62. The tests were carried out on the water resistor.

The result analysis are referenced to the standards being in force in the relevant years because their comparison to the latest standards does not lead to the formulation of the appropriate conclusions (changes of emissions after engine regulation do not meet the latest standards as the construction technology and the engine controls are not the latest).

The reduction of carbon monoxide emission has been achieved (66%) as a result of the carried out regulations (Fig. 7). Such a significant reduction of this component is due to the very large initial emission (before regulation for locomotive).

This reflects on the very poor technical state of locomotive subjected to regulation. Even after these the emission of carbon monoxide is significantly exceeded. The emission of hydrocarbons was also reduced over 60%. It should be noted that the initial level was also significant. The values of nitrogen oxide emissions, which after regulations are smaller than the limits of standard ORE B13, result from the fact of non-obtaining the maximum parameters of the combustion engine operation. The lower maximum power is the cause of getting the smaller concentrations of nitrogen oxides and consequently the individual emission.



### 5. Badania emisji spalin w teście ISO 8178-f

Możliwości obniżenia emisji składników toksycznych określono na podstawie niewielkich zmian regulacyjnych dokonanych w silnikach badanych lokomotyw oraz remotoryzacji silników spalinowych – wymianie silnika będącego podstawowym źródłem napędu danej lokomotywy i zastąpienia go silnikiem nowszej konstrukcji.

Badania dwusuwowego silnika 14D40 przed regulacjami i po regulacjach przedstawiono na przykładzie lokomotywy ST44 M62. Badania wykonano na oporniku wodnym.

Analizę wyników odniesiono do norm obowiązujących w odpowiednich latach, gdyż porównywanie ich do norm najnowszych nie prowadzi do sformułowania odpowiednich wniosków (zmiany emisji po regulacji silnika nadal nie odpowiadają najnowszym normom, gdyż technologia budowy i sterowania silników nie jest najnowsza).

W wyniku przeprowadzonych regulacji osiągnięto znaczne (66%) ograniczenie emisji tlenku węgla (rys. 7). Tak znaczne ograniczenie tego składnika spowodowane jest bardzo dużą emisją początkową (dla lokomotywy przed regulacją). Świadczy to o bardzo złym stanie technicznym lokomotywy poddanej regulacjom. Nawet po nich emisja tlenku węgla jest znacznie przekroczone. Emisja węglowodorów również została ograniczona w ponad 60%. Należy podkreślić, że poziom wyjściowy był również znaczny. Wartości emisji tlenków azotu, które po regulacjach są mniejsze niż limity normy ORE B13 wynikają z nieosiągnięcia maksymalnych parametrów pracy silnika spalinowego. Niższa moc maksymalna jest przyczyną uzyskiwania mniejszych wartości stężeń tlenków azotu, a w konsekwencji – emisji jednostkowej.

Dokonano także badań emisji z lokomotywy spalinowej (BR231), w której wymieniono jednostkę spalinową. Silnik 5D49 zastąpiono jednostką firmy Caterpillar 3606 (rys. 8). Silnik ten podczas badań nie spełniał norm ORE B13 z lat 1991-1996. Emisja tlenku węgla i węglowodorów przekroczone była dwu- oraz trzykrotnie (w przypadku HC). Zasto-

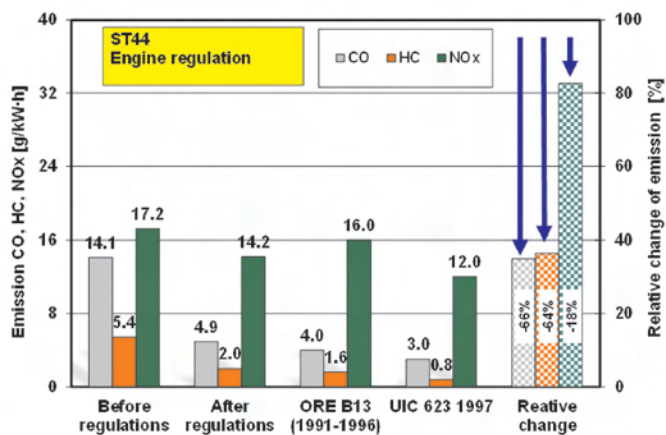


Fig. 7. Test results of unit exhaust gases emission for engine 14D40 of locomotive ST44 M62 No. 1241 before and after regulations

Rys. 7. Wyniki badań emisji jednostkowej spalin dla silnika 14D40 lokomotywy ST44 M62 nr 1241 przed i po regulacjach

The tests of diesel locomotive emission (BR231), in which the combustion unit was replaced, were carried out. The engine 5D49 was replaced with the Caterpillar 3606 (Fig. 8). During the tests the engine 5D49 did not meet the standards ORE B13 from years 1991-1996. The emissions of carbon monoxide and hydrocarbons were exceeded two and three times (in case of HC). The significant reduction of these components emission from this locomotive was a result of application of engine CAT 3606. The emission of carbon monoxide was reduced by 47%. The emission of hydrocarbons was decreased (by 62%) to a level allowing to meet the limits of UIC 623. The similar ecological benefits concern the nitrogen oxides: it is possible to meet the limits of UIC.

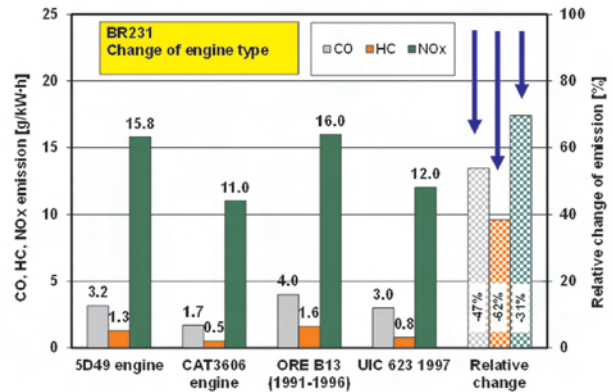
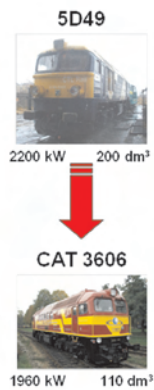


Fig. 8. Test results of unit exhaust gases emission of locomotive BR231 for engine 5D49 and after its replacement with engine CAT 3606

Rys. 8. Wyniki badań emisji jednostkowej spalin lokomotywy BR231 dla silnika 5D49 oraz po jego wymianie na silnik CAT 3606

The replacement of engine in locomotive ST44 is an example of modernization of the existing rolling stock. The reduction of fuel and oil consumption is a result of application of the new 16-cylinder 2-stroke engine of General Electric 645E3B with power 2200 kW, that is with power greater by 50% than the standard. Another modernization is application of the engine 12CzN26/26 in this locomotive. The results of emission measurements in comparison with the standards are shown in Fig. 9.

### 6. Assumptions for emission analysis of engines

All tested engines belonged to the same class of rail vehicle. For this reason the analysis was carried out using the same load histogram and assuming that the contributions of work time in each position of adjuster are the same. With such assumptions the area of 15 positions of adjuster was divided into phases, so as to include the phases of research test ISO 8178-F. Division of adjuster position is presented in Fig.10. Based on an arbitrary classification of the adjuster position to the appropriate phase of the research test, the contribution of work time in the individual phases of test is determined. The values of these contributions are shown in Table 5. The analysis of phase contributions confirms the large contribution of idling in the assigned histogram phase. The significant contribution of phase 2. results from the great number of adjuster positions assigned to this phase. Phase 3 includes only 3 positions and its contribution is 11%.

### 7. Results of ecological tests

The emission test results in test ISO 8178-F presented in point 6 were used to determine the concentration of exhaust gas emission in the individual phases of this test. The exemplary analysis of emission from engine 645E3B

sowanie silnika CAT 3606 spowodowało znaczną redukcję emisji tych składników z tej lokomotywy. Emisję tlenku węgla obniżono o 47%. Emisję węglowodorów obniżono (o 62%) do poziomu, który pozwala na spełnienie limitów normy UIC 623. Podobne zyski ekologiczne dotyczą tlenków azotu: możliwe jest spełnienie limitów normy UIC.

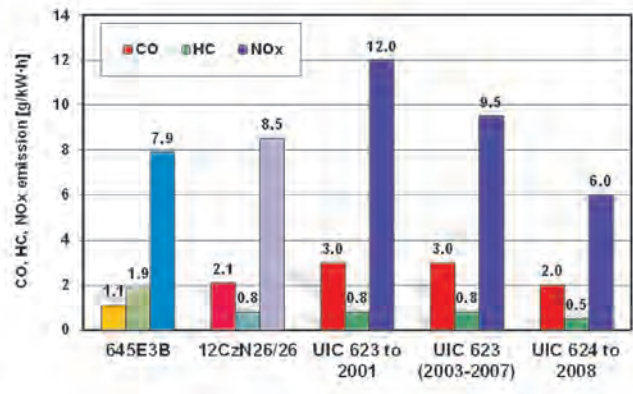


Fig. 9. Emission results of the new engines built in locomotive ST44

Rys. 9. Wyniki emisji nowych silników zabudowanych w lokomotywie ST44

Przykładem modernizacji istniejącego taboru kolejowego jest wymiana silnika w lokomotywie ST44. Zastosowanie nowego 16-cylindrowego dwusuwowego silnika firmy General Electric 645E3B o mocy 2200 kW, a więc o mocy większej o 50% niż standardowy, spowodowało zmniejszenie zużycia paliwa i oleju. Kolejną modernizacją jest zastosowanie w tej lokomotywie silnika 12CzN26/26. Wyniki pomiarów emisji na tle norm przedstawiono na rys. 9.

### 6. Założenia do analizy emisyjnej silników

Wszystkie badane silniki należały do tej samej klasy pojazdu szynowego. Z tego względu dokonano analizy, wykorzystując ten sam histogram obciążeń oraz zakładając, że udziały czasu pracy na poszczególnych pozycjach

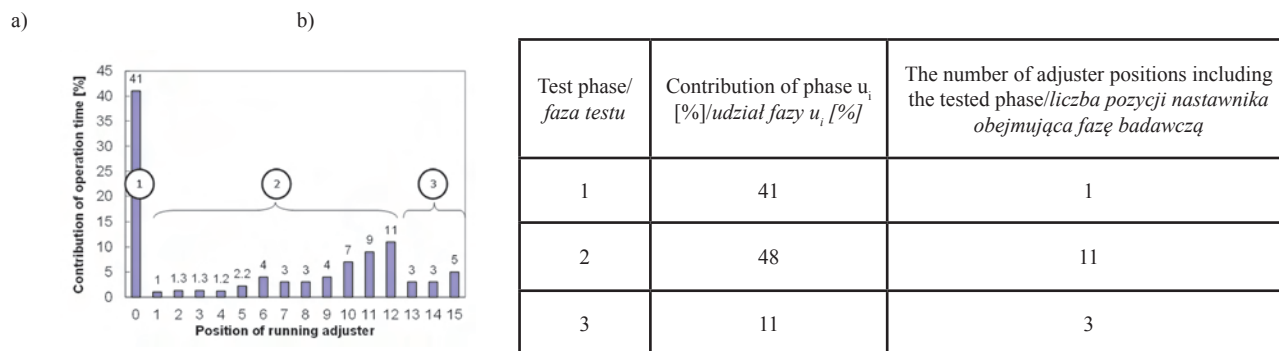


Fig. 10. The way of adjustment of load histogram to ISO 8178-F test phases (a) and the values of fixed contributions of the individual phases resulting from the load histograms (b)

Rys. 10. Sposób dopasowania histogramu obciążeń do faz testu ISO 8178-F (a) oraz wartości ustalonych udziałów poszczególnych faz wynikających z histogramów obciążenia (b)

indicates that there are much higher values of emission in the individual phases than the resulting value of test (Fig. 11). Certainly, the emission from the entire test takes into account the coefficients of phase contribution. However, during the emission analyses and searching the ecological benefits the knowledge of actual values of emissions in the individual phases of test should be used.

Due to the divergent values of emission of the individual combustion engines, which were presented previously, the

nastawnika są jednakowe. Przyjmując takie założenia, podzielono obszar 15 pozycji nastawnika na fazy, tak aby obejmowały one swym udziałem fazy testu badawczego ISO 8178-F. Podział pozycji nastawnika przedstawiono na rys. 10. Na podstawie arbitralnego zakwalifikowania pozycji nastawnika do odpowiedniej fazy testu badawczego wyznaczono udział czasu pracy w poszczególnych fazach testu. Wartości tych udziałów przedstawiono w tabeli 5. Analiza udziałów faz potwierdza duży udział fazy biegu jałowego w przyporządkowanej fazie histogramu. Znaczny udział fazy 2. wynika z dużej liczby pozycji nastawnika przypisanej do tej fazy. Faza trzecia obejmuje tylko 3 pozycje i jej udział wynosi 11%.

### 7. Wyniki badań ekologicznych

Wyniki badań emisji w teście ISO 8178-F przedstawione wyżej wykorzystano do określenia natężenia emisji spalin w poszczególnych fazach tego testu. Przykładowa analiza emisji z silnika 645E3B wskazuje na istnienie znacznie większych wartości emisji w poszczególnych fazach niż wartość wynikowa z testu (rys. 11). Oczywiście emisja z całego testu uwzględnia współczynniki udziału faz, jednak podczas analiz emisyjnych i poszukiwania korzyści ekologicznych należy wykorzystać wiedzę dotyczącą

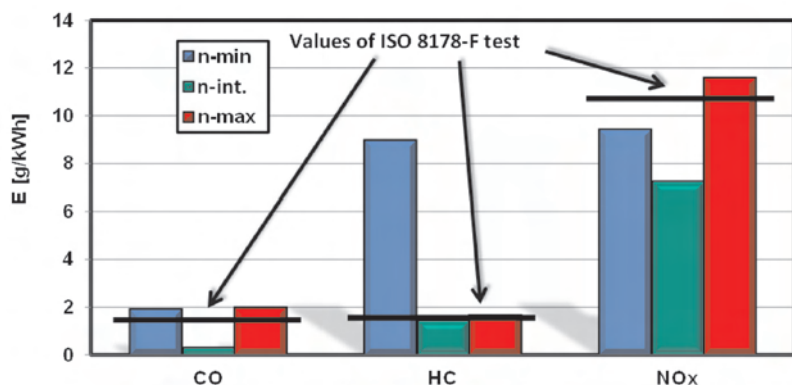


Fig. 11. The values of emission of harmful exhaust gas components from engine 645E3B in the individual phases of research test

Rys. 11. Wartości emisji składników szkodliwych spalin z silnika 645E3B w poszczególnych fazach testu badawczego

calibration was made. The size of emissions of the individual exhaust gas components from test ISO 8178-F was obtained with reference to the maximum size of the each of analyzed components of exhaust gases. The changes, which show that the engine 14D40 before its repair is characterized by the largest emission of exhaust gas components, were obtained (Fig. 12a). However, the carried out repair allowed to obtain a small improvement of emission of exhaust gas components in comparison with other combustion engines. It follows from this that the contribution of engine in the environmental pollution was significantly reduced. However, the level of emission does not correspond to other engines.

rzeczywistych wartości emisji w poszczególnych fazach testu.

Z uwagi na przedstawione poprzednio rozbieżne wartości emisji poszczególnych silników spalinowych dokonano ich skalania. Uzyskano wielkości emisji poszczególnych składników spalin z testu ISO 8178-F w odniesieniu do wielkości maksymalnych każdego z analizowanych składników spalin. Uzyskano zmiany (rys. 12a), które wskazują, że największą emisją składników spalin cechuje się silnik 14D40 będący przed naprawą. Jednak przeprowadzona naprawa pozwoliła na uzyskanie niewielkiej poprawy emisji składników spalin w stosunku do innych silników spalinowych. Wynika z tego,

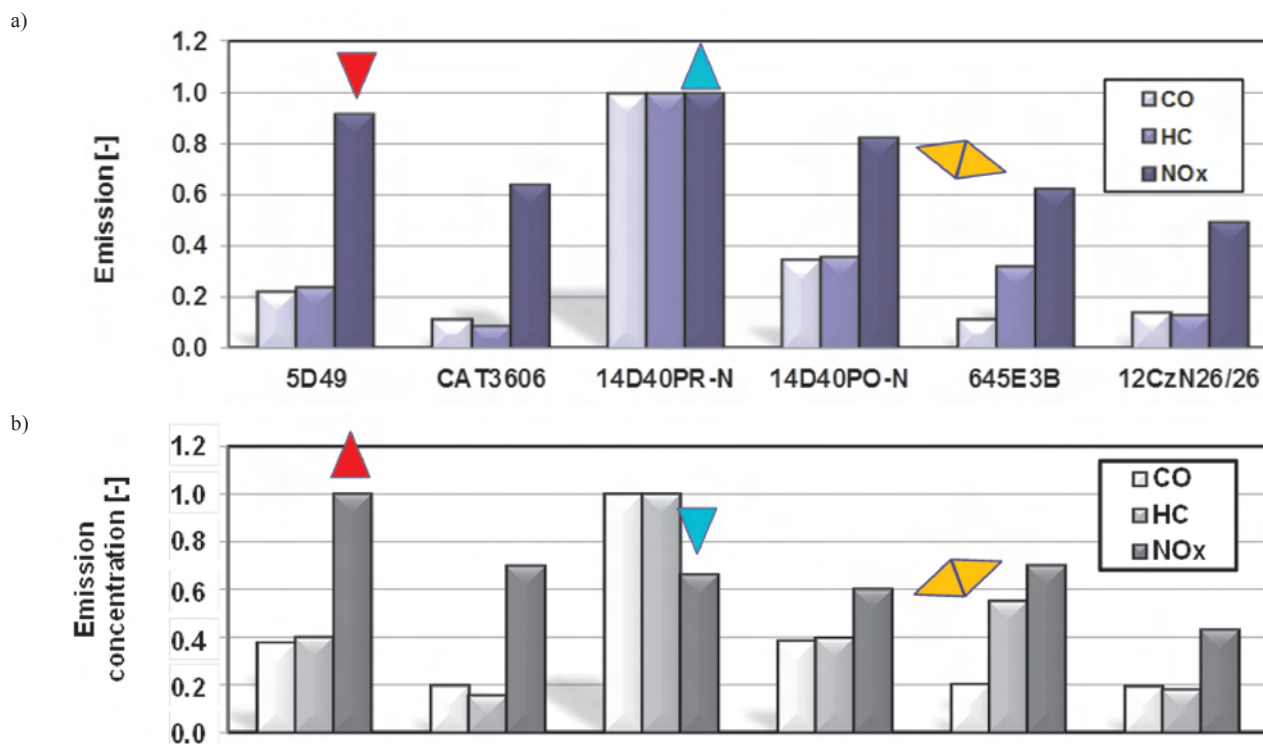


Fig. 12. Standardized values: a) emission [g/kWh], b) intensities of individual exhaust gas components  
 Rys. 12. Normowane wartości: a) emisji [g/kWh], b) natężenia poszczególnych składników spalin

The emission of harmful components obtained as concentration of the exhaust gas component in the individual phases of the test allows to determine the mass of the emitted toxic compounds. In this case the engine power is not considered (Fig. 8b). The analysis of results shows some difference from the results presented in Fig. 8a. This allows to find that the values of emission are not as important as the values of concentration of the analyzed exhaust gas components. On this basis, in the further part of the article the analysis of harmful exhaust gas components concentration was taken up because they mainly make the air pollution.

### 7.1. Emission reduction by the engine repair

The emission effectiveness of replacement of combustion engine was analyzed. Having the results of exhaust gas emission in test ISO 8178-F and assigned contributions of settings from load histograms, the calculations of the effective limit of real values of exhaust gas components emission during operation of freight locomotive ST44 equipped with engine 14D40 before and after repair were done. Having these data, it is possible to determine the benefits resulting from operation time of this locomotive. The significant reduction of pollutants mass was obtained (to 55% for hydrocarbons) (Fig. 13). These values apply to hourly emission concentration of the individual exhaust gas components.

### 7.2. Emission reduction by the engine replacement

The result of combustion engine replacement (replacement of engine 14D40 with engine 645E3B) is reduction of emission concentration of all exhaust gas components. This

że zmniejszono znacznie udział silnika w zanieczyszczeniu środowiska, jednak poziom emisji nie koresponduje z pozostałymi silnikami.

Emisja składników szkodliwych uzyskana jako natężenie danego składnika spalin w poszczególnych fazach testu pozwala na wyznaczenie masy wyemitowanych związków toksycznych. W tym wypadku nie uwzględnia się mocy silnika (rys. 8b). Analiza wyników wskazuje na pewną odmienną od przedstawionych wyników na rys. 8a. Pozwala to stwierdzić, że wartości emisji nie są tak istotne, jak wartości natężenia analizowanych składników spalin. Na tej podstawie w dalszej części artykułu zajęto się analizą natężenia składników szkodliwych spalin, gdyż one głównie stanowią o zanieczyszczeniu powietrza.

### 7.1. Ograniczenie emisji przez naprawę silnika

Analizie poddano efektywność emisyjną wymiany silnika spalinowego. Dysponując wynikami emisji spalin w teście ISO 8178-F oraz przypisanymi udziałami nastaw z histogramów obciążeń, dokonano obliczeń efektywnego ograniczenia rzeczywistych wartości emisji składników spalin podczas pracy towarowej lokomotywy ST44, wyposażonej w silnik 14D40 przed i po naprawie. Dysponując takimi danymi, możliwe jest określenie korzyści wynikających z czasu pracy takiej lokomotywy. Uzyskano znaczące (do 55% dla węglowodorów) zmniejszenie masy zanieczyszczeń (rys. 13). Wartości te dotyczą natężenia godzinowych emisji poszczególnych składników spalin.

### 7.2. Ograniczenie emisji przez wymianę silnika

Wymiana silnika spalinowego (wymiana silnika 14D40 na silnik 645E3B) skutkuje zmniejszeniem natężenia emisji

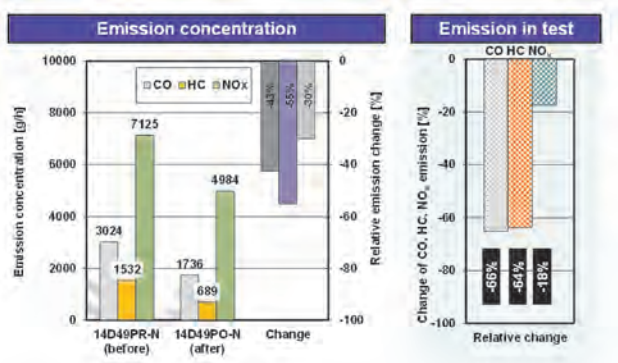


Fig. 13. Analysis of concentration change of emission during repair of engine 14D49

Rys. 13. Analiza zmiany natężenia emisji podczas naprawy silnika 14D49

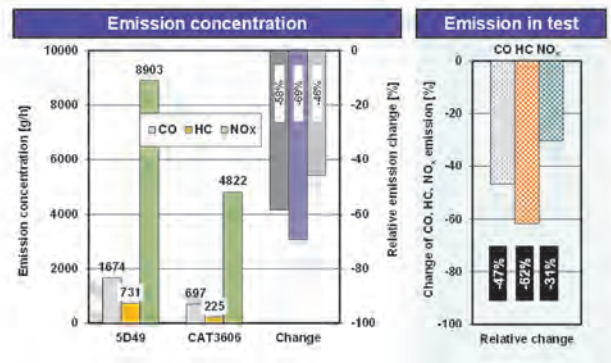


Fig. 14. Analysis of concentration change of emission during replacement of engine 5D49 with engine CAT3606

Rys. 14. Analiza zmiany natężenia emisji podczas wymiany silnika 5D49 na silnik CAT3606

reduction is from 45% to almost 70%. It is partly a result of the more modern type of engine, but also the smaller cubic capacity of the new engine. (Fig. 14).

Reduction of concentration of carbon monoxide emission in exhaust gases by 70% is a result of replacement of combustion engine 14D40 with engine 645E3B. Unfortunately, the concentration of hydrocarbon emission was increased by 30% (Fig. 15). A small decrease of concentration of nitrogen oxides emission was observed. This is a result of a much smaller capacity of the new combustion engine and its almost twice bigger power.

Reduction of concentration of all exhaust gas components emission is a result of replacement of the combustion engine 645E3B with engine 12CzN26/26. This reduction is from 3% to almost 60% (Fig. 16). The smallest changes were observed for the concentration of nitrogen oxides emission, which is caused by the lower power of the new engine and its large displacement volume at the same time. A major change was observed in case of hydrocarbons proving the modern design of engine 12CzN26/26.

wszystkich składników spalin. Ograniczenie to wynosi od 45% do prawie 70%. Jest ono częściowo skutkiem nowocześniejszego typu silnika, lecz również mniejszej pojemności skokowej nowego silnika (rys. 14).

Wymiana silnika spalinowego 14D40 na silnik 645E3B skutkuje zmniejszeniem natężenia emisji tlenku węgla w spalinach o 70%. Niestety, zwiększeniu uległo natężenie emisji węglowodorów o 30% (rys. 15). Odnotowano niewielkie zmniejszenie natężenia emisji tlenków azotu. Jest to wynikiem znacznie mniejszej pojemności nowego silnika spalinowego i jego prawie dwukrotnie większej mocy.

Zamiana silnika spalinowego 645E3B na silnik 12CzN26/26 skutkuje zmniejszeniem natężenia emisji wszystkich składników spalin. Ograniczenie to wynosi od 3% do prawie 60% (rys. 16). Najmniejsze zmiany odnotowano przy natężeniu emisji tlenków azotu, co jest spowodowane mniejszą mocą nowego silnika, a jednocześnie jego dużą objętością skokową. Bardzo dużą zmianę odnotowano w odniesieniu do węglowodorów, co świadczy o nowocześnieści konstrukcyjnej silnika 12CzN26/26.

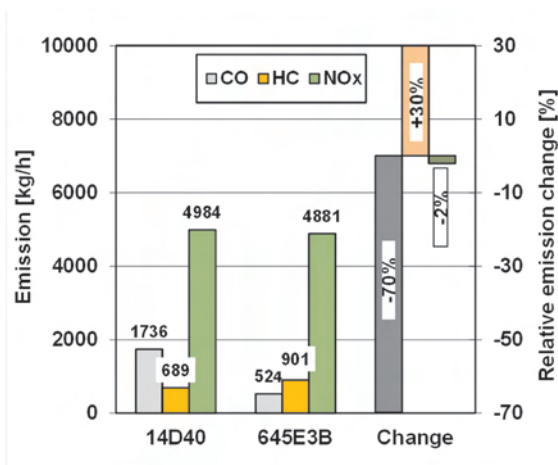


Fig. 15. Analysis of changes in emission concentration during replacement of engine 14D40 with engine 645E3B

Rys. 15. Analiza zmiany natężenia emisji podczas wymiany silnika 14D40 na silnik 645E3B

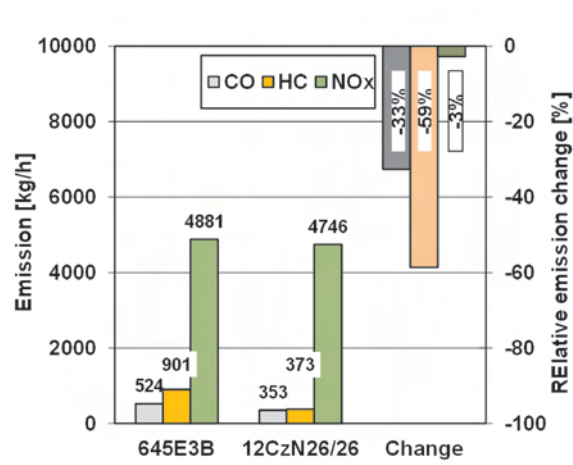


Fig. 16. Analysis of changes in emission concentration during replacement of engine 645E3B with engine 12CzN26/26

Rys. 16. Analiza zmiany natężenia emisji podczas wymiany silnika 645E3B na silnik 12CzN26/26

### 8. Summary

Analysis of the emission determined based on the test ISO 8178 leads to obtain the information about the possibility of fulfillment of emission limits by the tested combustion engine. However, this is not the sufficient information on the emission of the individual components to the atmosphere. Their concentration is the direct reason of inter alia the in-

### 8. Podsumowanie

Analiza emisji wyznaczona na podstawie testu ISO 8178 prowadzi do uzyskania informacji o możliwości spełnienia limitów emisji przez poddany badaniom silnik spalinowy. Jednakże nie stanowi wystarczającej informacji o emisji poszczególnych składników do atmosfery. Ich natężenie jest bezpośrednią przyczyną m.in. zwiększonej ilości dwutlenku

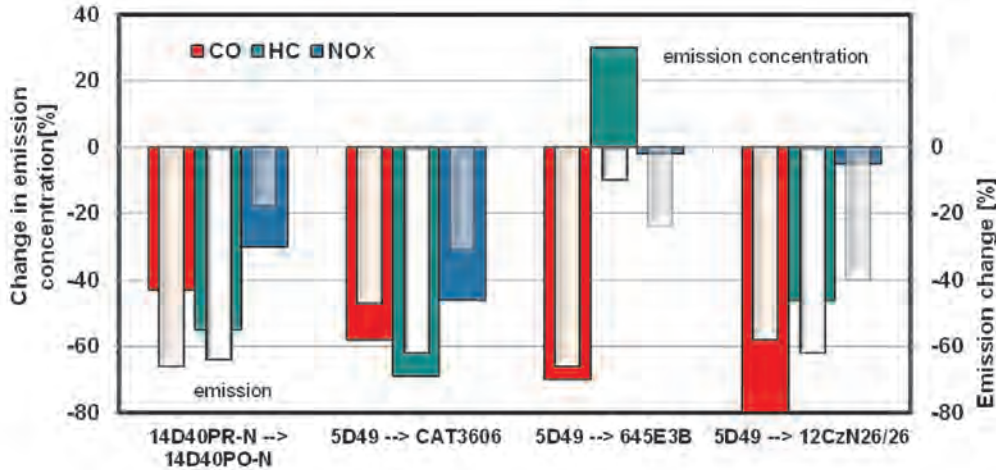


Fig. 17. Changes in emission concentration and exhaust gas emission during repairs and remotorizations of locomotives

Rys. 17. Zmiany natężenia emisji oraz emisji spalin podczas napraw i remotoryzacji lokomotyw

creased amount of carbon dioxide causing the greenhouse effect, and the concentration of toxic components emission – so-called the ozone hole and degradation of the environment. The list below presents the changes in exhaust gases emission obtained in research test ISO 8178-F and the changes in concentration of individual exhaust gas components emission (Fig. 17). In order to determine the ecological benefits the data containing the absolute values of the concentration of exhaust gas emission are presented. They are compared with the values of emission obtained in tests in accordance with ISO 8178-F (Fig. 18).

Analysis of data of Fig. 16 shows that despite the re-

duced amount of carbon dioxide causing the greenhouse effect, and the concentration of toxic components emission – so-called the ozone hole and degradation of the environment. The list below presents the changes in exhaust gases emission obtained in research test ISO 8178-F and the changes in concentration of individual exhaust gas components emission (Fig. 17). In order to determine the ecological benefits the data containing the absolute values of the concentration of exhaust gas emission are presented. They are compared with the values of emission obtained in tests in accordance with ISO 8178-F (Fig. 18).

Analysis of data from Fig. 16 indicates that, despite the reduction in emission levels, for example, nitrogen oxides from engines 6345E3B and 12CzN26/26 compared to engine 14D40, the emission level of this component remains at the same level.

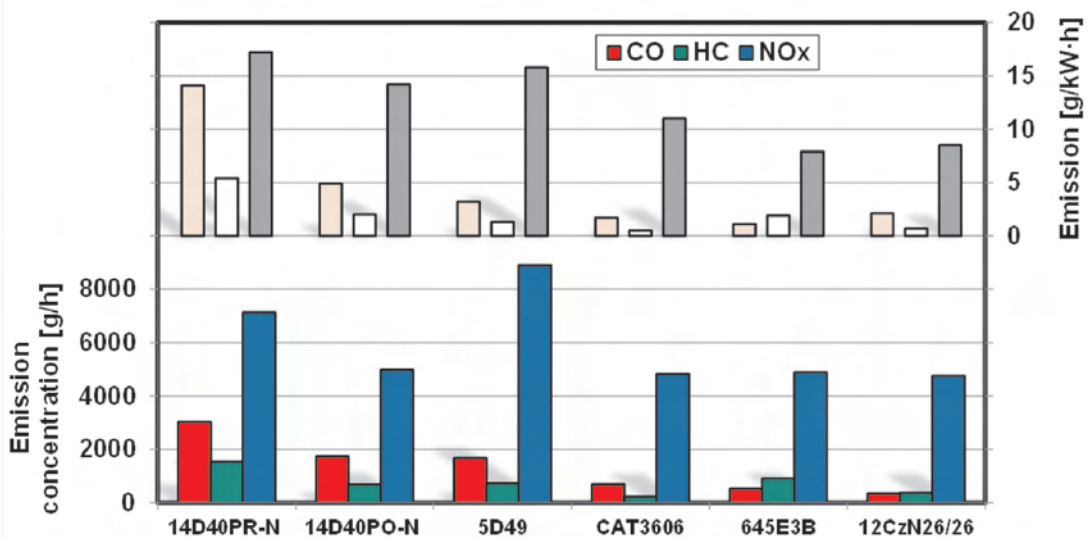


Fig. 18. Absolute changes in emission concentration and exhaust gas emission of locomotives

Rys. 18. Bezwzględne zmiany natężenia emisji oraz emisji spalin lokomotyw

duction of emission concentration, for example the nitrogen oxides from engines 6345E3B and 12CzN26/26 in comparison with engine 14D40 being repaired, the level of emission concentration of this component remains at the similar level. This means that for this case the reduction of emission concentration of  $\text{NO}_x$  is not supported by the environmental protection because the similar amount of nitrogen oxides (with reference to the compound mass) will be emitted to the atmosphere in case of a lack of engine replacement.

The obtained results indicate the need to supplement the emission tests also with the tests of emission concentration, because the analysis and assessment of results only referred to the standards do not allow to assess the ecological benefits of the replaced combustion engines operating in locomotives on the Polish railway routes.

się na podobnym poziomie. Oznacza to, że zmniejszenie natężenia emisji  $\text{NO}_x$  w tym przypadku nie zwiększa ochrony środowiska, gdyż wyemitowane zostaną do atmosfery podobne ilości tlenków azotu (w odniesieniu do masy związku), jak w sytuacji braku wymiany silnika.

Uzyskane wyniki świadczą o konieczności uzupełnienia badań emisyjnych również o badania natężenia emisji, gdyż analiza i ocena tylko wyników odniesionych do norm nie pozwala na szacowanie korzyści ekologicznych wymienianych silników spalinowych eksploatowanych w lokomotywach na polskich szlakach kolejowych.

## Bibliography/Literatura

- [1] Boguś P., Grzeszczyk R., Marciniak Z., Merkisz J., Pielecha I., Pielecha J., Waligórski M.: Misfire detection in exhaust locomotives engines – OBD II/EOBD perspectives. Institute of Machine Design and Operation of the Technical University of Wrocław, Vol. 86, 2002, s. 45-52.
- [2] Directive 2004/26/EC of the European Parliament and of the Council amending Directive 97/68/EC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures against the emission of gaseous and particulate pollutants from internal combustion engines to be installed in non-road mobile machinery. 21.04.2004.
- [3] Marciniak Z., Merkisz J., Pielecha I., Pielecha J.: Mobile test bed for investigations of toxic components emission of exhaust gases of the diesel engines. Institute of Machine Design and Operation of the Technical University of Wrocław, Vol. 86, 2002, s. 147-156.
- [4] Merkisz J., Pielecha J., Pielecha I.: Road test emissions using on-board measuring method for light duty diesel vehicles, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Vol. 5, 2011, s. 89-96.
- [5] Merkisz J., Pielecha I., Pielecha J., Brudnicki K.: On-road exhaust emissions from passenger cars fitted with a start-stop system. Archives of Transport, Vol. 23, 2011, s. 37-46.
- [6] Norma PN-EN ISO 8178-4, Silniki spalinowe tłokowe. Pomiar emisji spalin. Cykle badawcze silników o różnym zastosowaniu, 1999.
- [7] ISO: Reciprocating internal combustion engines – exhaust emission measurement – Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions. Draft International Standard ISO/DIS 8178-1.2, 1995.
- [8] <http://inforail.pl/text.php?id=52550> (dostęp: 15.02.2013).
- [9] European Environment Agency (EEA). European Union emission inventory report 1990–2008 under the UNECE Convention on Long – range Trans-boundary Air Pollution (LRTAP). Technical report No 7/2010.
- [10] Railways and the Environment. Building on the Railways' Environmental Strengths, Community of European Railway and Infrastructure Companies (CER), January 2009.
- [11] Rail Diesel emissions – facts and challenges. Community of European Railway and Infrastructure Companies. Paris 09.2006.

Włodzimierz Stawecki, DEng. – Managing Director of the Rail Vehicles Institute TABOR in Poznan.

*Dr Włodzimierz Stawecki, prof. nadzw. – dyrektor Instytutu Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu.*

e-mail: [sekretariat@tabor.com.pl](mailto:sekretariat@tabor.com.pl)



Zygmunt Marciniak, DEng. – head of Department of Locomotives in the Rail Vehicles Institute TABOR in Poznan.

*Dr inż. Zygmunt Marciniak, prof. nadzw. – kierownik Zakładu Lokomotyw w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu.*

e-mail: [lokomotywy@tabor.com.pl](mailto:lokomotywy@tabor.com.pl)



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

*Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [ireneusz.pielecha@put.poznan.pl](mailto:ireneusz.pielecha@put.poznan.pl)



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

*Dr hab. inż. Jacek Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jacek.pielecha@put.poznan.pl](mailto:jacek.pielecha@put.poznan.pl)



## CO<sub>2</sub> emission level as a criterion in modern transport ship design

From 2013 onwards Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships has been in force. The EEDI value for a given ship is calculated according to a standard formula and compared against a ship specific standard by means of a so called reference line which will be gradually changing (decreasing) in subsequent years. The article presents possible ways of increasing ship propulsion efficiency in order to decrease ship propulsion power, EEDI value and CO<sub>2</sub> levels.

Key words: CO<sub>2</sub> emission, ship design, EEDI

### Poziom emisji CO<sub>2</sub> jako kryterium projektowe współczesnych statków transportowych

Od roku 2013 obowiązuje projektowy wskaźnik efektywności energetycznej (EEDI) dla nowych statków. Wartość tego wskaźnika dla określonego statku obliczana jest według ustalonego wzoru i porównywana z normą dla tego statku (tzw. linią referencyjną), która będzie zmieniana (obniżana) w następnych latach. W artykule przedstawiono możliwości zwiększenia sprawności napędowej statku, a tym samym obniżenia mocy napędu wskaźnika EEDI i emisji CO<sub>2</sub>.

Słowa kluczowe: emisja CO<sub>2</sub>, projektowanie statku, wskaźnik EEDI

#### 1. Introduction

The necessity of reduction of the so called greenhouse gases including CO<sub>2</sub> has resulted in the introduction of new criteria and standards, among others pertaining to combustion engine design or entire means of transport. IMO has drawn up Energy Efficiency Design Index (EEDI) for newly built and designed ships, mandatory since 2013, which is generally defined as follows:

$$EEDI = \frac{CO_2 \text{ emission} / \text{emisja}}{\text{transport work} / \text{praca transportowa}} \quad (1)$$

and expresses CO<sub>2</sub> emission (in grammes) per 1 tonne-mile of transported cargo.

Introduction of such criterion is to enforce such ship design and exploitation (together with its propulsion system) as to decrease CO<sub>2</sub> emission (CO<sub>2</sub> emission will be gradually reduced in subsequent years).

Although the main aim of the EEDI is the reduction of the CO<sub>2</sub> emission, still the very structure of this index allows it to be used as yet another design criterion as well as some kind of transport efficiency measure. Proper application of EEDI in ship design can therefore reduce CO<sub>2</sub> emission on the one hand, and lead to optimal choice of technical and service parameters on the other, which in turn maximises economic performance for a shipowner.

#### 2. Energy efficiency design index

Research into EEDI has been carried out for years now. As a vantage point laid the assumption that sea transport of cargo is also associated with CO<sub>2</sub> emission.

After a few years of both research and discussions resulting in numerous amendments and revisions, the current version, used in research, further analyses and also recommended to be used in ship design has the form of:

#### 1. Wstęp

Konieczność ograniczenia emisji tzw. gazów cieplarnianych, w tym CO<sub>2</sub>, spowodowała wprowadzenie nowych kryteriów, norm, m.in. w projektowaniu silników spalinowych lub kompletnych środków transportowych. Także dla morskich środków transportowych (statków) Międzynarodowa Organizacja Morska (IMO) opracowała projektowy wskaźnik efektywności energetycznej (EEDI), który obowiązuje od 2013 r. dla nowo projektowanych i budowanych statków. Wskaźnik ten ogólnie definiuje się jako (1) i wyraża on emisję CO<sub>2</sub> w gramach/1 tonomile transportowanego ładunku.

Wprowadzenie tego wskaźnika ma wymusić takie projektowanie i eksploatację statku (w tym i jego napędu), aby ograniczać emisję CO<sub>2</sub> (redukcja CO<sub>2</sub> w latach następnych ma być coraz większa). Wprawdzie nadrzędnym celem wskaźnika EEDI jest ograniczenie emisji CO<sub>2</sub>, to jednak struktura tego wskaźnika pozwala na wykorzystanie go jako kolejne kryterium w projektowaniu, a także jako pewnego rodzaju miarę efektywności transportowej. Prawidłowe wykorzystanie wskaźnika EEDI w procesie projektowania statku może z jednej strony zredukować emisję CO<sub>2</sub>, a z drugiej strony doprowadzić do bardziej optymalnego doboru parametrów techniczno-eksploatacyjnych statku, maksymalizujących efekty ekonomiczne armatora.

#### 2. Projektowy wskaźnik efektywności energetycznej

Prace nad wskaźnikiem EEDI trwały już od dłuższego czasu. Punktem wyjścia było założenie, że transport ładunku drogą morską jest też związany z emisją CO<sub>2</sub>.

Po kilku latach badań i dyskusji oraz wprowadzeniu wielu poprawek i uzupełnień aktualna wersja przeznaczona do dalszych badań i analiz oraz zalecana do stosowania w projektowaniu statków ma postać (2), a szczegółowy opis

$$\frac{\left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{n_{ME}} P_{ME(i)} C_{FME(i)} SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} C_{FAE} SFC_{AE})}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} + \frac{\left( \prod_{j=1}^M f_j \right) \left( \sum_{i=1}^{n_{PTI}} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff(i)} P_{AEeff(i)} \right) C_{FAE} SFC_{AE}}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} \quad (2)$$

$$\frac{\left( \sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff(i)} P_{eff(i)} C_{FME} SFC_{ME} \right)}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w}$$

and the detailed description of individual components can be found in [3].

The EEDI formula is quite a complex one, where two basic groups of parameters can be distinguished:

- 1) the first group, pertaining to the marine power plant, that is main and auxiliary engine(s) power, specific fuel consumption, conversion factors between fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission, power of waste heat generators, as well as parameters defining the application and use of innovative technology – given in the formula numerator (2),
- 2) the second group, pertaining to ship exploitation, that is, the capacity, the ship speed on calm sea, the decrease of a ship speed in real-life weather conditions, which can be found in the formula denominator as well as a nominator parameter defining type and specific work conditions eg. sailing through ice.

The EEDI formula has been drawn up mainly for conventional propulsion systems (combustion engines) and does not have to be used in other propulsion systems such as: diesel-electric, turbine or hybrid propulsion types.

The currently binding EEDI version is by no means final, despite the fact that it has been mandatory since 2013. It has been widely discussed, with numerous changes proposed eg. on values or the calculation methods of some parameters (power, speed, capacity) or their coefficients (eg. decrease in ship speed on rough sea).

### 3. Reference line

In order to establish the expected CO<sub>2</sub> emission a reference line has been drawn up for various types of ships of different sizes. Calculations of the EEDI will be performed for each newly built ship and compared against the appropriate reference line (depending on the ship type and size). If the EEDI value will be equal or smaller than that on the reference line, the ship will be granted International Energy Certificate and fit for exploitation. Examples of reference lines for 2013 are given in Fig. 1 [1].

poszczególnych składowych znajduje się w publikacji [3].

Wzór na EEDI ma dość złożoną strukturę, ale można wyróżnić dwie podstawowe grupy parametrów:

- 1) dotyczących siłowni okrętowej, czyli mocy silników głównych i pomocniczych, jednostkowe zużycie paliwa, współczynniki przeliczające zużycie paliwa na emisję CO<sub>2</sub>, moc urządzeń wykorzystujących ciepło odpadowe, parametry określające zastosowanie i wykorzystanie innowacyjnych urządzeń – parametry te są w liczniku wzoru (2),
- 2) eksploatacyjnych statku, tj. nośność, prędkość na wodzie spokojnej, spadek prędkości w rzeczywistych warunkach pogodowych, które znajdują się w mianowniku oraz parametr znajdujący się w liczniku określający typ i specyficzne warunki pracy, np. pływanie w lodach.

Wzór na EEDI został opracowany głównie dla napędów spalinowych i nie musi być stosowany do napędów: spalino-elektrycznych, turbinowych lub hybrydowych.

Aktualnie obowiązujący wzór na EEDI nie jest zapewne ostateczny, mimo że obowiązuje od 2013 roku. Cały czas trwa dyskusja oraz proponowane są różne zmiany np. co do wartości lub sposobu obliczania niektórych wielkości (moc, prędkość, nośność) lub też współczynników (np. spadek prędkości statku podczas pływania po szalowanej wodzie).

### 3. Linia referencyjna

Aby ustalić dopuszczalny poziom emisji CO<sub>2</sub>, opracowano linię referencyjną dla różnych wielkości i typów statków. Dla każdego nowego statku będą wykonywane obliczenia wskaźnika EEDI i porównywane z odpowiednią dla tego statku linią referencyjną. Jeżeli wartość EEDI będzie mniejsza lub równa wartości wynikającej z linii referencyjnej, to taki statek uzyska certyfikat efektywności energetycznej i będzie dopuszczony do eksploatacji. Przykładową linię referencyjną na rok 2013 przedstawiono na rys. 1 [1].

Do określenia pierwszej, na rok 2013, linii referencyjnej (bazowej) wykorzystano dane statków zbudowanych, zgromadzone w bazie Lloyd's Register Fairplay (LRFP). Dane te są niekompletne, stąd też wprowadzono pewne uproszczenia

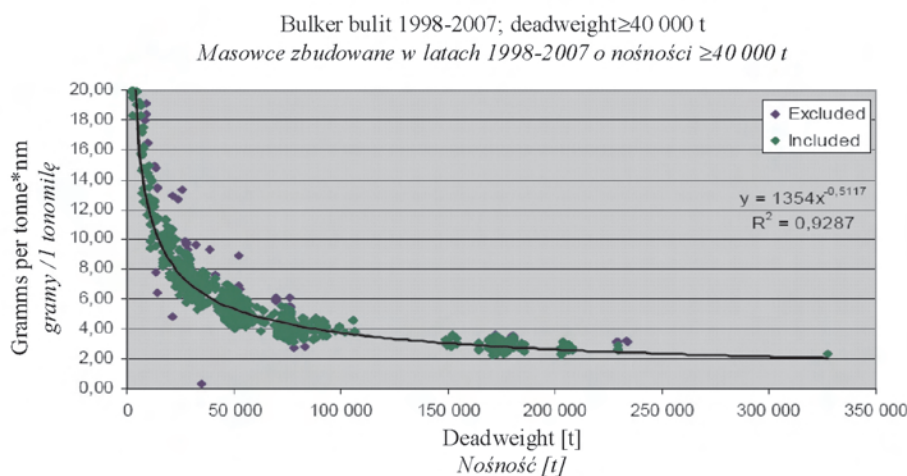


Fig. 1. Reference line for bulk carriers [1]  
Rys. 1. Linia referencyjna dla masowców [1]

In order to determine the first reference line (base line) for 2013, Lloyd's Register Fairplay (LRFP) data on existing ships was used. Such data is incomplete, therefore some simplifications had to be made, or some missing data completed using similar ships with regression relationship. For all the ships used, a constant specific fuel consumption (SPF) was assumed, independently from the actual engine type mounted on a ship. The calculations do not include potential shaft generators, although they might have been present on some of the ships. Therefore, the EEDI values as seen on Fig. 1 are above the reference line, which is not necessarily true. However such dissemination of the EEDI values around the reference line, signifies the profound influence of the ship design (mainly hull) on the EEDI value.

In order to facilitate EEDI estimation for a newly built ship and establish whether it meets the CO<sub>2</sub> emission criteria, the reference line has been approximated as follows [4]:

$$L_{ref} = a \cdot b^{(-c)} \quad (3)$$

where a, b, c are parameters, whose values for each ship type are presented in the Table 1.

In subsequent years further reduction in CO<sub>2</sub> emission will be implemented, with the reference line changing accordingly. In the case of tanker ships, the CO<sub>2</sub> emission standard will be subsequently decreasing – from 2015 by 10%, then from 2010 by further 20% to reach the target of 30% reduction from 2025 onwards (Fig. 2). EEDI reduction coefficients for individual ships depending on their capacity in relation to the base reference line for 2013 are presented in [4].

lub niektóre dane uzupełniano na podstawie statków podobnych, wykorzystując zależności regresyjne. Dla wszystkich wykorzystanych statków przyjęto stałe jednostkowe zużycie tego samego paliwa niezależnie od tego, jaki rzeczywisty silnik był zainstalowany na statku. W obliczeniach nie uwzględniono ewentualnych prądnic wałowych, mimo że mogły być na niektórych statkach zainstalowane. Dlatego, co jest widoczne na rys. 1, wskaźniki EEDI dla wielu statków są powyżej linii referencyjnej, a to wcale nie musi odpowiadać rzeczywistości. Jednak duży rozrzut obliczonych wartości EEDI wokół otrzymanej w ten sposób linii referencyjnej świadczy o bardzo dużym wpływie samego projektu statku (głównie kadłuba) na wartość EEDI.

Aby ułatwić ocenę EEDI dla nowego statku i stwierdzić, czy spełnia on normy emisji CO<sub>2</sub> linia referencyjna została także aproksymowana wyrażeniem (3) [4], gdzie a, b, c są parametrami, których wartości dla poszczególnych typów statków przedstawiono w tabeli 1.

W latach następnych mają być dokonywane następne redukcje emisji CO<sub>2</sub>. W odniesieniu do zbiornikowców norma emisji CO<sub>2</sub> będzie obniżana już od roku 2015 o 10%, następnie od roku 2020 o kolejne 20%, aż docelowo o 30% od roku 2025 (rys. 2). Współczynniki redukcyjne dla EEDI, dla poszczególnych typów statków w zależności od nośności, względem bazowej (z 2013 r.) linii referencyjnej przedstawiono w pracy [4].

#### 4. Certyfikat efektywności energetycznej statku

Obliczenia wartości EEDI i certyfikat efektywności energetycznej dla nowego statku będzie wydawany przez Administrację Morską państwa, pod którego banderą pływa

Table 1. Parameters for determining the reference line values for different ship types [4]

Tabela 1. Parametry do określenia linii referencyjnej dla różnych typów statków [4]

Ship type/ <i>typy statków</i>	a	b	c
Dry bulk carrier/ <i>masowiec</i>	1354.0	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.5117
Gas carrier/ <i>gazowiec</i>	1252.60	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.4597
Tanker/ <i>zbiornikowiec</i>	1950.70	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.5337
Container ship/ <i>kontenerowiec</i>	139.38	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.2166
General cargo ship/ <i>drobnicowiec</i>	290.28	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.3300
Refrigerated cargo carrier/ <i>chłodniowiec</i>	227.01	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.244
Combination carrier/ <i>wielozadaniowe drobnicowce</i>	1219.00	DWT of the ship/ <i>nośność statku</i>	0.488

#### 4. International Energy Certificate of a ship

EEDI value calculation and International Energy Certificate for a new ship will be issued by the state Marine Administration on the basis of approved ship design documentation. It means that the subsequent ship exploitation together with changeable sailing conditions (shipping routes, weather) will have no influence on the EEDI value.

The EEDI certificate is therefore valid throughout the life of the ship, unless the ship under-goes a major conversion so as it is regarded as a new ship. The certificate loses its validity when the ship is withdrawn from the service or transferred

statek, na podstawie zatwierdzonej dokumentacji projektowej statku. Oznacza to, że późniejsza eksploatacja statku oraz zmienne warunki pływania (trasy żeglugi, pogoda itp.) nie będą miały już wpływu na wartość EEDI.

Certyfikat EEDI jest więc ważny przez cały okres eksploatacji statku [4], chyba że będzie poddany gruntownej przebudowie i wtedy będzie traktowany jako nowy statek. Certyfikat traci ważność, gdy statek będzie wycofany z eksploatacji lub przechodzi pod banderę innego państwa (sprzedaż, dzierżawa). Możliwe jest też, że Administracje Morskie obu państw dojdą do porozumienia i kopie do-

to the flag of another state (sold, hired). It is possible however, that the marine administration of both contracting states, reach the agreement and transmit the certificate together with the copies of the relevant survey reports to the new ship's operator. Subject to specified conditions the certificate is deemed valid.

In some documents and publications it is emphasized that in order to reduce CO<sub>2</sub> emission, the shipping routes must be optimized, or – during ship exploitation the service speed of the ship decreased or better quality fuel used. According to the currently binding criteria, such activities – although environmentally friendly – will not affect the already calculated EEDI value, and hence be decisive in meeting the required standards for the international energy certificate.

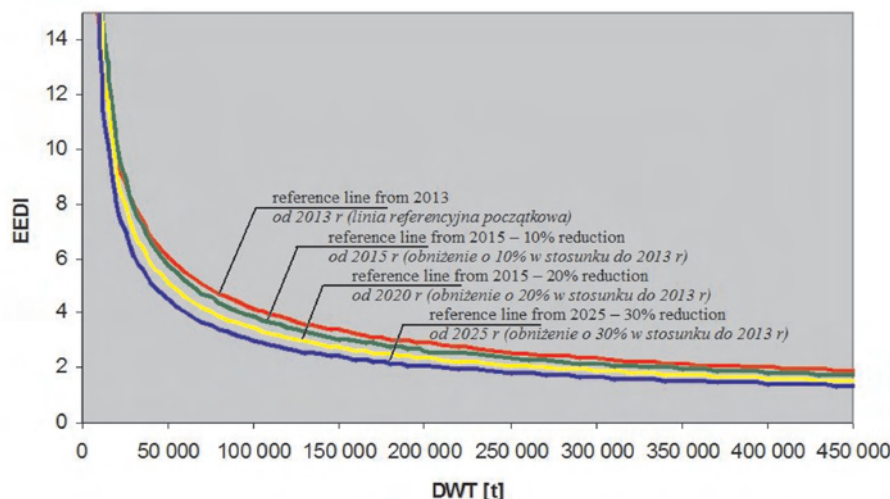
### 5. Possible ways of decreasing CO<sub>2</sub> emission and EEDI for new ships

Various parameters and technologies resulting in reduction of the CO<sub>2</sub> emission, can be divided into two groups:

1. Parameters connected to the propulsion engine and marine power plant:
  - more efficient propulsion engine with lower specific fuel consumption,
  - better quality fuel, with a lower CO<sub>2</sub> content or transition from diesel oil to natural gas,
  - application of the new technologies in a marine power plant, e.g. better waste heat recovery system,
  - energy saving machine consumption and more efficient ship power plant.
2. Hull-related parameters:
  - increasing ship propulsion efficiency (optimisation of hull, propeller and plane rudder design) resulting in decrease of required propulsion power,
  - decreasing ship speed – however such decrease cannot result in impairing its safety, especially in adverse (e.g. stormy) weather conditions,
  - increasing ship capacity – construction of larger vessels, however restricted by both a limited amount of dedicated deep-water ports as well as limited amount of some cargo goods.

Other factors, which also play a role in the ship CO<sub>2</sub> emission, e.g. optimisation of the sea route, maintenance and modernisation work of the marine power plant during ship exploitation, are not yet taken into account while calculating the EEDI and issuing international energy certificate.

From the experimental data of numerous scientific and design centres focusing their research activities on decreasing



Rys. 2. Reference line for reduction in CO<sub>2</sub> emission for tanker ships

Rys. 2. Linia referencyjna dla obniżonych norm emisji CO<sub>2</sub> dla zbiornikowców

kumentów, na podstawie których wydano Certyfikat będą przekazane nowemu armatorowi. W takiej sytuacji Certyfikat zachowuje swoją ważność.

W niektórych dokumentach i opracowaniach podkreśla się, że w celu obniżenia emisji CO<sub>2</sub> należy optymalizować trasę żeglugi statku lub podczas eksploatacji redukować prędkość, albo stosować lepszej jakości paliwa. Według aktualnie obowiązujących przepisów takie działania, wprowadzone korzystne dla środowiska, nie będą miały wpływu na obliczoną wcześniej wartość wskaźnika EEDI, a tym samym na spełnianie norm i uzyskanie Certyfikatu.

### 5. Możliwości obniżenia emisji CO<sub>2</sub> i wskaźnika EEDI dla nowych statków

Na obniżenie emisji CO<sub>2</sub>, a tym samym zmniejszenie wartości wskaźnika EEDI, mają wpływ różne parametry czy technologie, które można podzielić na dwie grupy:

1. Parametry związane z silnikiem napędowym i siłownią okrętową:
  - bardziej wydajny silnik napędowy o mniejszym jednostkowym zużyciu paliwa,
  - lepszej jakości paliwa o mniejszej zawartości CO<sub>2</sub> w spalinach lub przejście z oleju napędowego na gaz ziemny,
  - stosowanie nowych technologii w siłowni okrętowej, np. lepsze odzyskiwanie i wykorzystanie ciepła odpadowego,
  - bardziej energooszczędne odbiory elektryczne i o wyższej sprawności elektrownie okrętowe.
2. Parametry związane z kadłubem statku:
  - poprawa sprawności napędowej statku (optymalizacja kadłuba, śruby napędowej i steru płetwowego), co spowoduje zmniejszenie mocy napędu,
  - zmniejszenie prędkości statku – jednak zmniejszenie prędkości statku nie może pogorszyć jego bezpieczeństwa, szczególnie podczas rejsu w trudnych (sztormowych) warunkach pogodowych,
  - zwiększenie nośności statku – budowa większych statków, jednak ograniczeniem wielkości statków jest mała liczba dużych głębokowodnych portów przeładunkowych oraz

the EEDI value (with subsequent decreased standard from 2015 onwards [4]) it can be concluded that:

- 1) it is possible to decrease the EEDI parameters in the first group (marine power plant) however it is not to play any significant role though; with the exception of possible replacement of diesel oil with liquefied natural gas, this however would necessitate major changes not only to the marine power plant (propulsion engine) but also to the ship construction (suitable LNG tanks);
- 2) the EEDI for the parameters in the latter group (ship hull) may have indeed a profound influence largely by decreasing ship speed (within safety limits and restricted to some types of the ships only) and also by increasing their propulsion efficiency. The authors of recently published papers presenting research outcomes in this area, claim, that by increasing propulsion efficiency alone, it is possible to decrease propulsion power and hence fuel consumption by 20% without any difficulty, maintaining speed and capacity of a ship at the same time [5].

## 6. Initial research into potential ways of increasing propulsion efficiency of a transport ship

In order to increase ship propulsion efficiency, and thus reduce propulsion power, optimisation of the hull and propeller design should be carried in the following stages:

1. Global optimisation of main design parameters aiming at the maximum reduction of ship resistance (and at the same time propulsion efficiency) for a given ship capacity and service speed, taking into consideration all other requirements e.g. technical.
2. Local optimisation – changes in ship hull geometry, e.g. in the stern section in order to facilitate water inflow to the ship propeller.
3. Propeller efficiency optimisation for the modified stern section design.
4. Optimisation of the plane rudder geometric parameters, with the rudder located behind the propeller to increase propeller and rudder efficiency.

There are various possibilities to achieve the above goals by:

- carrying out optimisation with the use of approximate methods (approximate formulas based on systematic ship model experiment data – however such formulas do not contain a number of detailed geometrical parameters, hence their limited application in this respect, or even lack of possible application for the local optimisation);
- searching for the optimal hull design based on ship model research – numerous hull models should be constructed, which is both expensive and time consuming – as such it is not used in practice;
- applying CFD (*Computational Fluid Dynamics*) methods and software, which allow us to complete fully such design task (in the example of calculations below, such calculation technique has been used).

ograniczone ilości niektórych transportowanych towarów.

Inne czynniki, które wprowadzicie mają wpływ na poziom emisji CO<sub>2</sub>, jak np. optymalizacja trasy żeglugi, stosowanie przeglądów, remontów lub unowocześnienia siłowni okrętowej w czasie eksploatacji statku, nie są obecnie uwzględniane przy obliczaniu wartości wskaźnika EEDI i uzyskiwaniu certyfikatu efektywności energetycznej statku.

Z prowadzonych, w różnych ośrodkach naukowych i projektowych, analiz i badań nad możliwością obniżenia wartości wskaźnika EEDI (kolejna obniżona norma będzie obowiązywała już od roku 2015 [4]) wynika, że:

- 1) obniżenie wartości EEDI dla parametrów w pierwszej grupie (siłownia okrętowa) jest wprowadzicie możliwe, ale nie należy spodziewać się dużych efektów z wyjątkiem ewentualnego zastąpienia oleju napędowego gazem ziemnym skroplonym – wymaga to jednak bardzo dużych zmian nie tylko w siłowni okrętowej (silnik napędowy), ale również w konstrukcji statku – odpowiednie zbiorniki na skroplony gaz ziemny;
- 2) obniżenie wartości EEDI dla parametrów w drugiej grupie (kadłub statku) ma potencjalnie duże możliwości, głównie przez obniżenie prędkości eksploatacyjnej statku, ale do bezpiecznej granicy i tylko dla niektórych typów statków oraz przez podnoszenie sprawności napędowej. Autorzy ostatnio publikowanych wyników takich badań [5] postulują, że można, przez zwiększenie sprawności napędowej, obniżyć moc napędu, a tym samym zużycie paliwa o 20% przy zachowaniu prędkości i nośności statku.

## 6. Wstępne badania nad możliwością zwiększenia sprawności napędowej statku transportowego

W celu zwiększenia sprawności napędowej statku, a tym samym zmniejszenia mocy napędu należy przeprowadzić optymalizację kadłuba statku i śruby napędowej w następujących etapach:

1. Optymalizacja globalna dla głównych parametrów projektowych statku, której celem jest maksymalne zmniejszenie oporu (a tym samym mocy napędu) dla założonej prędkości eksploatacyjnej i nośności statku, z uwzględnieniem innych wymagań, np. technicznych.
2. Optymalizacja lokalna, która polega na miejscowej zmianie geometrii kadłuba statku, np. w rejonie rufy, tak aby poprawić dopływ wody do śruby napędowej.
3. Optymalizacja sprawności śruby napędowej dla zmodyfikowanego kształtu rufowej części kadłuba statku.
4. Optymalizacja parametrów geometrycznych steru płetwowego umieszczonego za śrubą napędową w celu poprawy sprawności śruby i efektywności steru.

Możliwości realizacji powyższego zadania mogą być następujące:

- prowadzenie optymalizacji na podstawie przybliżonych metod (przybliżone wzory opracowane na podstawie wyników systematycznych badań modelowych – jednak te wzory nie zawierają wielu szczegółowych parametrów geometrycznych, stąd ich zastosowanie do powyższego

General ship propulsion efficiency equals the relationship of the ship towing power (PE) to the power on the main propulsion engine (PB) at the clutch point:

$$\eta = \frac{P_E}{P_B} \quad (4)$$

where towing power equals:

$$P_E = R \cdot V \quad (5)$$

where: R – ship’s total resistance, V – ship velocity.

Ship propulsion efficiency can also be presented as a product of efficiency components:

$$\eta = \eta_{HT} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{RT} \cdot \eta_S \cdot \eta_G \quad (6)$$

where:  $\eta_{HT}$  – „efficiency” of the ship’s hull,  $\eta_0$  – efficiency of open-water propeller,  $\eta_{RT}$  – rotational „efficiency”,  $\eta_S$  – shaft line efficiency,  $\eta_G$  – gear efficiency (if gear is used).

Two last components are mechanical efficiencies, while three first – hydrodynamic efficiencies. Then, that there are two tasks to be met by the design and optimisation of a ship hull: on the one hand decreasing resistance R, so that with the same velocity V values, the propulsion power will be lower, or on the other hand such stream wake distribution and propeller geometry so as to maximise the subsequent  $\eta_{HT}$ ,  $\eta_0$ ,  $\eta_{RT}$  efficiency.

### 7. Computer simulations of a ship hull, propeller and rudder to increase propulsion efficiency – an example

Computer simulations to increase propulsion efficiency have been performed for the ship B 573 (Table 3) built in the Szczecin Shipyard, with the full design documentation, model data and delivery and acceptance tests of the vessel.

Ship body plans, dimensions and propeller geometry as well as location and dimensions of the actual ship (shown in Fig. 3 and Fig. 4) have been here accepted as entry data for further modifications in the ship geometry. EEDI = 5.6308 of a ship designed and built in the Szczecin Shipyard was calculated using the (2) formula.

Prior to ship hull modifications, two basic assumptions were made, namely that after the modification both the ship deadweight and its service speed would remain unchanged.

celu jest bardzo ograniczone, a do optymalizacji lokalnej jest wręcz niemożliwe);

- poszukiwanie optymalnego kształtu kadłuba statku na podstawie badań modelowych – w tym rozwiązaniu należałoby wykonać wiele wersji modelu kształtu kadłuba statku, co jest bardzo drogie i w praktyce niestosowane;
- zastosowanie metody i programów obliczeniowej mechaniki płynów (CFD), które mają pełne możliwości zrealizowania w całości powyższego zadania projektowego (w przedstawionym niżej przykładzie obliczeniowym zastosowano tę technikę obliczeniową).

Ogólna sprawność napędowa statku to stosunek mocy holowania statku (PE) do mocy na sprzęgle silnika napędu głównego (PB), wyrażona wzorem (4), gdzie moc holowania jest równa (5), gdzie: R – opór całkowity statku, V – prędkość statku.

Sprawność napędową statku przedstawia się także jako iloczyn składników sprawności (6), gdzie:  $\eta_{HT}$  – „sprawność” kadłuba statku,  $\eta_0$  – sprawność odosobnionej śruby napędowej,  $\eta_{RT}$  – „sprawność” rotacyjna,  $\eta_S$  – sprawność linii wałów,  $\eta_G$  – sprawność przekładni (o ile jest zastosowana).

Dwa ostatnie składniki są sprawnościami mechanicznymi, a trzy pierwsze są sprawnościami hydrodynamicznymi. Modelowanie i optymalizacja kadłuba statku ma więc za zadanie z jednej strony zmniejszenie oporu R, wtedy przy tej samej prędkości V moc napędu PB będzie mniejsza, a z drugiej strony taką zmianę rozkładu strumienia nadążającego i geometrii śruby napędowej, aby sprawności  $\eta_{HT}$ ,  $\eta_0$ ,  $\eta_{RT}$  były jak największe.

### 7. Przykład komputerowego modelowania kształtu kadłuba statku, śruby i steru w celu zwiększenia sprawności napędowej

Modelowanie komputerowe w celu zwiększenia sprawności napędowej wykonano dla statku B 573 (tab. 2) zbudowanego w Stoczni Szczecińskiej, dla którego istniał pełny zakres dokumentacji projektowej, wyniki badań modelowych i prób zdawczo-odbiorczych.

Linie teoretyczne kadłuba, wymiary i geometria śruby oraz położenie i wymiary steru statku zbudowanego (pokazane na rys. 3 i 4) były traktowane jako wyjściowe do dalszych modyfikacji geometrii. Obliczony, ze wzoru (2), wskaźnik dla statku zaprojektowanego i zbudowanego w Stoczni Szczecińskiej wyniósł EEDI = 5,6308.

Przed rozpoczęciem modyfikacji kadłuba statku przyjęto dwa podstawowe założenia, że po modyfikacji nośność

Table 2. Basic B 573ship parameters

Tabela 2. Podstawowe parametry statku B 573

Ship length between perpendiculars/długość pomiędzy pionami	$L_{pp}$	172 m	Ship length at the waterline/długość na wodnicy	$L_{WL}$	176.41 m
Hull widths/szerokość kadłuba	B	32.2 m	Draught/zanurzenie	T	11.0 m
Deadweight/nośność	$P_N$	45000 t	Displacement/objętość podwodzia	$\nabla$	50500 m <sup>3</sup>
Block coefficient/współczynnik pełno-tliwości	$C_B$	0.807	Wetted area/powierzchnia zwilżona	S	8200 m <sup>2</sup>
Speed/prędkość	V	14.5 w			

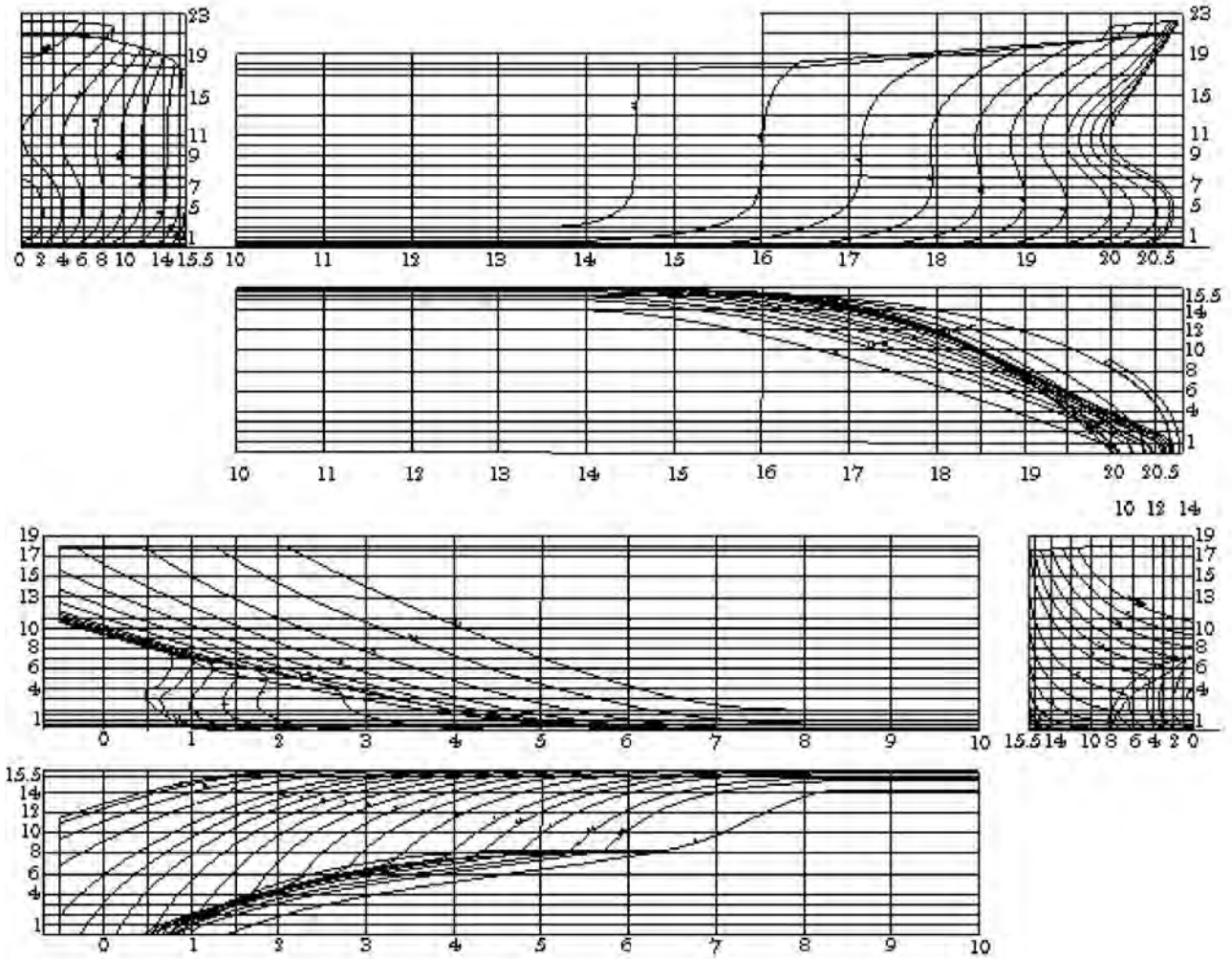


Fig. 3. Body plans of the B 573 ship hull analysed here

Rys. 3. Linie teoretyczne analizowanego kadłuba statku B 573

The scope of modifications covered:

- 1) working out 17 variants (one of them presented in Fig. 5) of the ship's hull, such variants resulted from the changes to the basic geometrical parameters of the hull (global optimisation), with the hull design of the lowest resistance as the ultimate goal of such numerical analyses;
- 2) for the best ship hull design (lowest resistance value) at the first stage of optimisation, two further variants including shape modification only in stern part (local optimisation) were prepared. Asymmetrical stern design – in the latter variant of such local optimisation, was to optimise the stream wake flowing from the hull for an increased propeller efficiency;
- 3) 2 versions of the propeller geometry were worked out and checked against propeller efficiency for stream wakes at modified versions of the ship hull design;
- 4) 5 versions of plane rudder located behind the propeller were drawn and tested for their in-fluence on propeller efficiency.

Full description of geometrical features for each variant of ship hull, propeller and plane rudder can be found in [6].

statku i jego prędkość eksploatacyjna (tab. 2) nie ulegną zmianie.

Zakres modyfikacji polegał na:

1. Opracowaniu 17. wariantów (jeden z wariantów

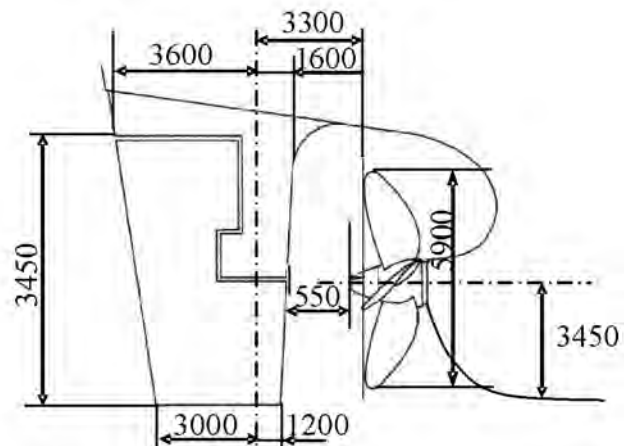


Fig. 4. Plane rudder located behind a propeller (B 573 ship) [7]

Rys. 4. Ster płetwowy umieszczony za śrubą napędową (statek B 573) [7]

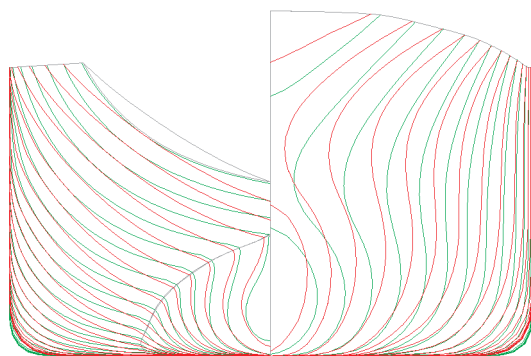


Fig. 5. Variant 1 – green colour – original shape; red colour – modified shape

Rys. 5. Wariant 1 – kolor zielony – kształt oryginalny; kolor czerwony – modyfikacja kształtu

## 8. Method of numerical calculations of the water flow around the hull, propeller and plane rudder

All numerical calculations have been performed using the FLUENT system on the NEPTUN computer cluster (installed in the Chair of Ocean Engineering and Marine Systems Design, Faculty of Maritime Technology and Transport at the West Pomeranian University of Technology in Szczecin). The numerical calculations have been performed for a ship in the model scale, for which earlier model tests have been carried out (scale ratio 1:25).

Computational domains have been defined for a ship model together with an unstructured numerical grid with prismatic cells in boundary layer, which has subsequently been converted into polyhedral cells. The unstructured grid has been generated by the Gambit programme, and conversion using the FLUENT CFD solver. Conversion of the unstructured grids to polyhedra type allows the 3 to 5 fold reduction of the grid elements as well as improvement of grid parameters, the skewness parameter of a cell in particular. Ultimately the total number of grid cells in all calculations for separate draughts lay in between 650 000 and 750 000.

For each type of calculations, the convergence of the iterative process for the remnant values of all equations and force coefficient on the hull have been controlled.

Mesh description and the results of the detailed calculations have been given in [6, 8–10]. Final calculation results have been verified against model B 573 ship tests [2].

## 9. Concluding remarks resulting from numerical analyses

On the basis of 19 analyses of the ship's hull, only the versions with lower resistance values were chosen (Fig. 6). Then for each of the stream wakes resulting from the hull version, the propeller efficiency of the B 573 was calculated – the results of these computations (Fig. 7) are of much interest, since they indicate that local change in the ship hull geometry in the stern region may play a major part in overall ship's propulsion efficiency. Subsequently the propeller and the plane rudder located behind the propeller were modified

przedstawiono na rys. 5) wersji kadłuba statku; warianty te powstały w wyniku zmian podstawowych parametrów geometrycznych kadłuba (optymalizacja globalna), a celem tego zakresu analiz numerycznych było opracowanie wersji kadłuba statku o najniższym oporze.

2. Dla najlepszej wersji kadłuba statku (najniższy opór), po pierwszym etapie optymalizacji, opracowano 2 warianty z modyfikacją kształtu tylko w części rufowej (optymalizacja lokalna) – drugi wariant optymalizacji lokalnej zawierał niesymetryczną rufę – celem tego etapu modyfikacji było otrzymanie takiego kształtu rufy statku, przy którym strumień nadążający spływający z kadłuba będzie najbardziej korzystny dla sprawności śruby napędowej (otrzymuje się wtedy większą sprawność śruby).
3. Opracowano 2 wersje geometrii śruby napędowej i sprawdzano ich sprawność dla strumieni nadążających dla modyfikowanych wersji kadłubów statku.
4. Opracowano 5 wersji sterów płetwowych umieszczonych za śrubą napędową i sprawdzono ich wpływ na sprawność śruby.

Pełny opis geometrii wszystkich wariantów kadłuba statku, śruby napędowej i steru płetwowego znajduje się w projekcie [6].

## 8. Metoda obliczeń numerycznych opływu kadłuba, śruby napędowej i steru płetwowego

Wszystkie obliczenia numeryczne wykonano za pomocą systemu FLUENT na klastrze komputerowym NEPTUN (zainstalowanym w Katedrze Oceanotechniki i Projektowania Systemów Morskich Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie). Obliczenia numeryczne wykonano dla statku w skali modelu, dla którego były przeprowadzone badania modelowe (współczynnik skali 1:25).

Dla modelu statku określono dziedziny obliczeniowe i wykonano numeryczną siatkę typu niestrukturalnego z elementami pryzmatycznymi w warstwie przyściennej, na której następnie wykonano konwersję do elementów typu polyhedra. Siatkę niestrukturalną wykonano w systemie Gambit, konwersję przeprowadzono w systemie Fluent. Konwersja siatek niestrukturalnych do siatek typu polyhedra umożliwia zmniejszenie liczby elementów siatki od 3 do 5 razy oraz poprawę jej parametrów, w szczególności parametru skośności elementu. Ostatecznie całkowita liczba elementów we wszystkich przypadkach obliczeń dla poszczególnych zanurzeń statku wahała się od 650 tys. do 750 tys. elementów.

Dla wszystkich przypadków obliczeń kontrolowano zbieżność procesu iteracyjnego, zarówno dla wartości resztowych wszystkich równań, jak i dla współczynników sił na kadłubie.

Opis siatek obliczeniowych oraz wyniki szczegółowych obliczeń przedstawiono w publikacjach [6, 8–10]. Końcowe wyniki obliczeń były weryfikowane z badaniami modelowymi statku B 573 [2].

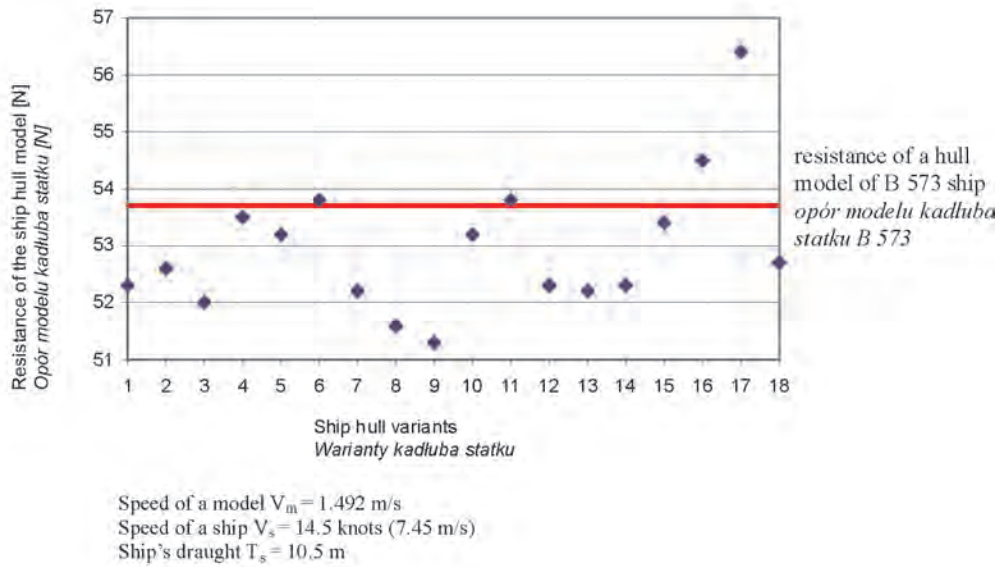


Fig. 6. Resistance of the tested ship hull models  
 Rys. 6. Opór badanych wersji modeli kadłuba statku

(since rudder geometry and location may facilitate propeller efficiency). The influence of the plane rudder located behind a propeller on its efficiency is presented in Table 3.

Finally, having analysed all the calculation variants we have obtained:

- decrease in the ship's hull resistance by 2%,
- increase in propeller efficiency (better stream wake distribution) by 4.5%,
- additional increase in propeller efficiency resulting from rudder plane shape and location (in relation to propeller) by 2%.

We have also subsequently checked the influence of the best calculation results (based on numerical analyses) on the EEDI values of the actual ship:

- EEDI for the B 573 ship before modifications: EEDI = 5.6308
- with modifications: EEDI<sub>max</sub> = 5.1803 (8% decrease).

The results presented here are preliminary and do not cover all possible hull-propeller-rudder relations. It can be concluded on the basis of the results obtained here, that the highest propulsion ef-

na ogólną sprawność napędową statku. Następnie modyfikowana była śruba napędowa oraz ster płetwowy umieszczony za śrubą (geometria steru i jego położenie mają także korzystny wpływ na sprawność śruby). Wpływ steru płetwowego umieszczonego za śrubą na jej sprawność przedstawiono w tabeli 3.

## 9. Wnioski końcowe ze wstępnych analiz numerycznych

Na podstawie numerycznych analiz 19 wersji kadłuba statku wybrano te wersje, dla których przy danych założeniach uzyskano mniejszy opór (rys. 6). Następnie dla strumieni nadążających otrzymanych dla każdej wersji kadłuba obliczono sprawność śruby napędowej zastosowanej na statku B 573 – wyniki tych obliczeń (rys. 7) są bardzo interesujące i świadczą o tym, że lokalna zmiana geometrii kadłuba statku w rejonie rufy może mieć bardzo korzystny wpływ

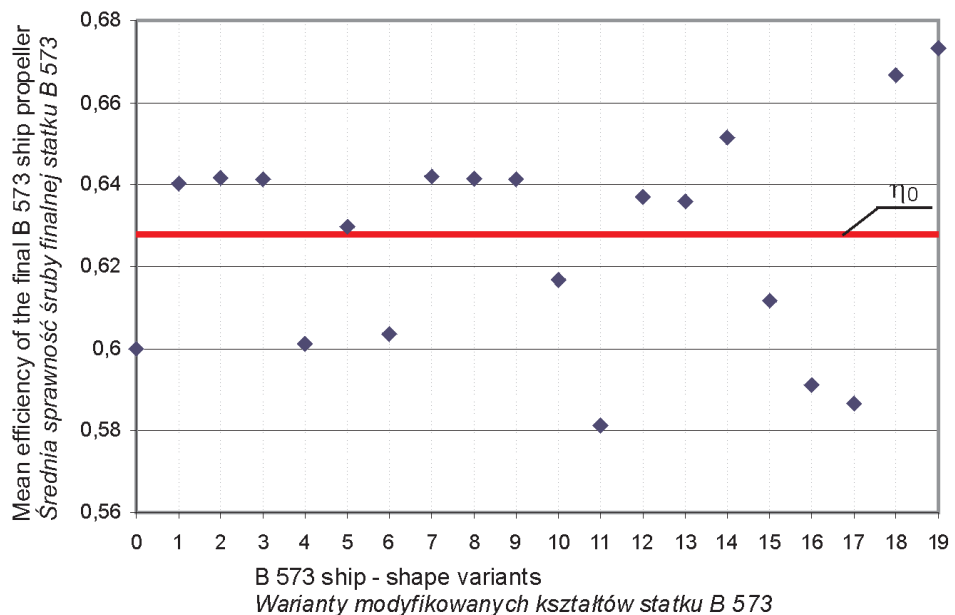


Fig. 7. Mean efficiency of the final B 573 ship propeller working in heterogeneous velocity area of the stream wake;  $\eta_0$  – maximum efficiency of the final propeller in homogenous velocity area, variant 0 – original hull (no modifications) the stream wake velocity area measured during tank tests, variant 18 – manual modification of the stern part of the ship – symmetrical hull, variant 19 – manual modification of the stern part of the ship – asymmetrical hull

Rys. 7. Średnia sprawność finalnej śruby napędowej statku B 573 pracującej w niejednorodnym polu prędkości strumienia nadążającego;  $\eta_0$  – maksymalna sprawność śruby finalnej w jednorodnym polu prędkości, wariant 0 – kadłub wyjściowy (bez modyfikacji), pole strumienia nadążającego zmierzone podczas badań modelowych, wariant 18 – ręczna modyfikacja rufowej części statku – kadłub symetryczny, wariant 19 – ręczna modyfikacja rufowej części statku – kadłub niesymetryczny

Tabela 3. The influence of the plane rudder located behind a propeller on its efficiency

Tabela 3. Wpływ steru płetwowego na sprawność śruby napędowej

Efficiency of an open-water propeller $\eta_0$ [-]/sprawność śruby napędowej $\eta_0$ [-]				
Lp.	Advance ratio $J$ [-]/ współczynnik posuwu $J$ [-]	Open-water propeller/ śruba swobodna	Propeller with rudder/ śruba ze sterem	Propeller with rudder at 150/śruba ze sterem wychylonym
1	0.1	0.161	0.154	0.156
2	0.2	0.306	0.303	0.311
3	0.7	0.658	0.781	0.795

efficiency of the whole hull-propeller-plane rudder system is not always achieved for the ship hull of the lowest resistance and open-water propeller – since stream wake from the hull plays a decisive role in the resulting propulsion efficiency. Still the results are very encouraging, therefore further research in this area is continued, as numerical analyses of this type (improving hull hydrodynamic efficiency) promise the largest advantages in decreasing propulsion power as to reduce CO<sub>2</sub> emission, and thus help us obtain the lowest EEDI value for the new ships.

### Bibliography/Literatura

- [1] GHG-WG 2/2/7 – Consideration of the energy efficiency design index for new ships, 2010.
- [2] Jaworski S., Syrocki W.: Ship B 573: Results of Model Tests-Resistance, Wake Measurements, Technical Report No RH-95/T-041A, Ship Design and Research Centre, Gdańsk 1995.
- [3] MEPC.1/Circ.681 (2009) – Interim Guidelines on the Method of Calculation of the Energy Efficiency Design Index for New Ship's.
- [4] MEPC 62/24/Add. 1, Annex19, Resolution MEPC.203(62), 2011.
- [5] Prpić-Oršić J., Faltinsen O.M.: Estimation of ship speed loss and associated CO<sub>2</sub> emission in a seaway, Ocean Engineering 44, 2012.
- [6] Projekt Badawczy Rozwojowy nr R1000801. Numeryczne badania współdziałania steru, śruby i rufy statku zmierzające do poprawy właściwości napędowych i manewrowych statku transportowego, kierownik projektu: prof. dr hab. inż. Tadeusz Szelangiewicz, Szczecin 2009.
- [7] Syrocki W.: Ship B 573 Results of the Model Tests, Ship Design and Research Centre, Technical Report No. RH-96/T-023A, Gdańsk 1995.
- [8] Szelangiewicz T., Abramowski T.: Numerical analysis of influence of ship hull form modification on ship resistance and propulsion characteristics. Part I: Influence of hull form modification on ship resistance characteristics, Polish Maritime Research, No. 4(62), Vol. 16, Gdańsk 2009.
- [9] Szelangiewicz T., Abramowski T.: Numerical analysis of influence of ship hull form modification on ship resistance and propulsion characteristics. Part II: Influence of hull form modification on wake current behind the ship, Polish Maritime Research, No. 1(63), Vol. 17, Gdańsk 2010.
- [10] Szelangiewicz T., Abramowski T., Żelazny K.: Numerical analysis of influence of ship hull form modification on ship resistance and propulsion characteristics. Part III: Influence of modifications on screw propeller efficiency, Polish Maritime Research, No. 1(63), Vol. 17, Gdańsk 2010.

Ostatecznie, po przeanalizowaniu wszystkich wariantów obliczeń, udało się uzyskać:

- zmniejszenie oporu kadłuba statku o 2% (punkty procentowe),
- zwiększenie sprawności śruby (lepszy rozkład strumienia nadążającego) o 4,5%,
- dodatkowe zwiększenie

sprawności śruby napędowej w wyniku odpowiedniego profilu i położenia steru płetwowego względem śruby o 2%.

Następnie sprawdzono, jaki wpływ na wskaźnik EEDI miały najbardziej korzystne wyniki analiz numerycznych w stosunku do wskaźnika EEDI statku zbudowanego:

- wskaźnik EEDI dla statku B 573 przed modyfikacjami: EEDI = 5,6308
- a po modyfikacjach:  $EEDI_{max} = 5,1803$  (zmniejszenie o 8%).

Przedstawione wyniki są wstępnymi i nie obejmują wszystkich możliwych zależności pomiędzy parametrami układu kadłub–śruba–ster. Z analizy otrzymanych wyników można podać wniosek, że najwyższa sprawność napędowa całego układu kadłub–śruba–ster płetwowy nie zawsze jest osiągnięta dla kadłuba statku o najniższym oporze i odosobnionej (bez kadłuba statku) śrubie – o wynikowej sprawności napędowej decyduje strumień nadążający wpływający z rufy statku. Jednak otrzymane wyniki bardzo zachęcają do dalszych badań, stąd prace badawcze w tym zakresie są kontynuowane, ponieważ tego typu analizy numeryczne (poprawa sprawności hydrodynamicznej kadłuba) dają największe korzyści w celu obniżenia mocy napędu oraz emisji CO<sub>2</sub>, a tym samym uzyskania najniższej wartości wskaźnika EEDI dla nowych statków.

Tadeusz Szelangiewicz, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Marine Technology and Transport at West Pomeranian University of Technology in Szczecin.

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Szelangiewicz – profesor na Wydziale Techniki Morskiej i Transportu Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie.

e-mail: [tadeusz.szelangiewicz@zut.edu.pl](mailto:tadeusz.szelangiewicz@zut.edu.pl)



Katarzyna Żelazny, DEng. – doctor in the Faculty of Marine Technology and Transport at West Pomeranian University of Technology in Szczecin.

Dr inż. Katarzyna Żelazny – adiunkt na Wydziale Techniki Morskiej i Transportu Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie.

e-mail: [katarzyna.zelazny@zut.edu.pl](mailto:katarzyna.zelazny@zut.edu.pl)





**AERO POZNAŃ**  
CIRRUS TRAINING CENTER

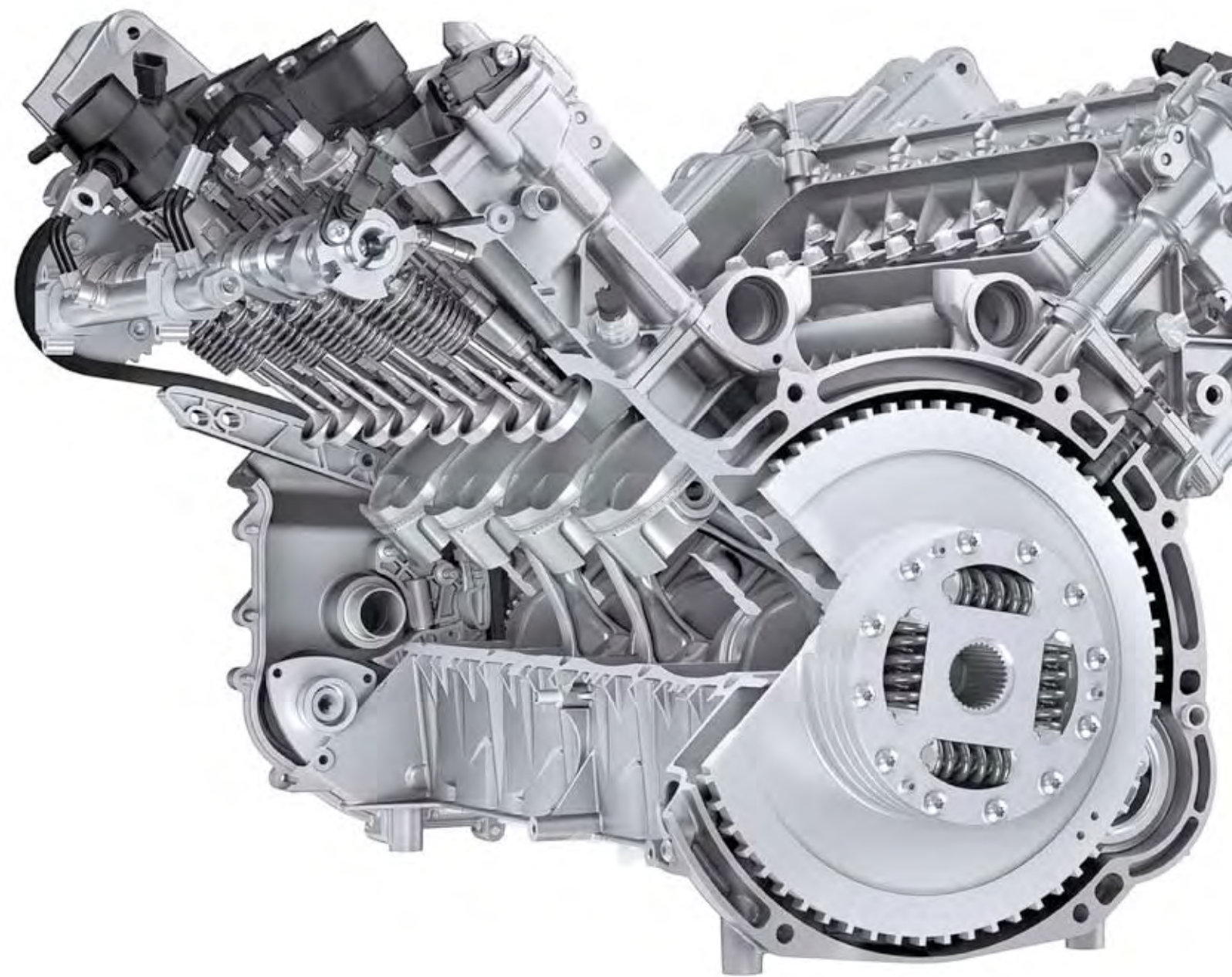
Lotnisko Poznań Ławica, Terminal Lotnictwa Ogólnego, ul. Bukowska 285, 60-189 Poznań  
tel: +48 61 847 47 73, fax: +48 61 847 47 95, email: [office@poznan.aero](mailto:office@poznan.aero)



Licencja pilota  
samolotowego  
turystycznego  
– PPL (A)



- ✓ Szkolenie na samolocie dwuosobowym, klasy Tecnam P2002
- ✓ Szkolenie na samolocie czteroosobowym, typu Cirrus SR20 z awioniką Avidyne oraz systemem spadochronowym CAPS



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



9 772300 989002



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

Kontakt

Zgłoszenia

Prezumerata

Zapowiedzi

Skład osobowy

Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.

**Członkowie**

Zasady  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrania Zarządu  
Zgromadzenia Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)