



4/2014 (159)



**COMBUSTION ENGINES**



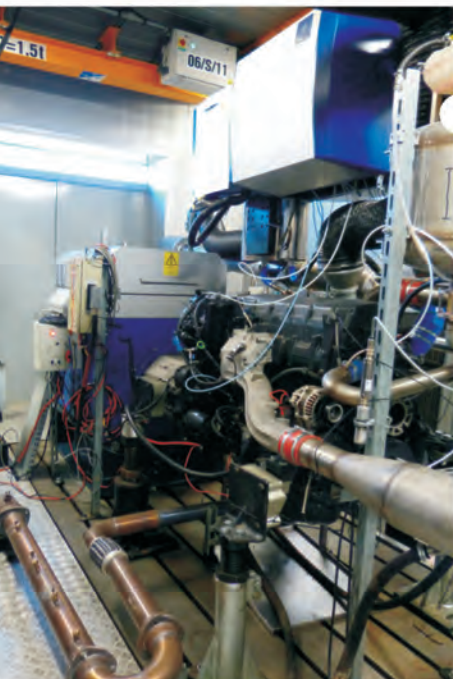
**PROGRAM  
REGIONALNY**  
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI

  
Śląskie.  
Pozytywna energia

UNIA EUROPEJSKA  
EUROPEJSKI FUNDUSZ  
ROZWOJU REGIONALNEGO



## „Stworzenie Centrum Kompetencji rozwoju układów napędowych samochodów w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o.”



Stanowisko do badań dynamicznych napędów hybrydowych pojazdów typu heavy duty i badań emisji spalin

# BOSMAL®

INSTYTUT BADAŃ I ROZWOJU MOTORYZACJI

[www.bosmal.com.pl](http://www.bosmal.com.pl)

System skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM) do badań materiałów, wyposażony w detektory obrazu (SE i BSE) i do analizy pierwiastkowej (EDS i EBSD)



Spektrometr fluorescencji rentgenowskiej z dyspersją długości fali (WDXRF) do analiz pierwiastkowych materiałów



Stanowisko do badań manualnych i automatycznych (dwusprzęgłowych) skrzyń biegów

Projekt współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Śląskiego na lata 2007-2013

## PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

**BOSMAL Automotive Research and Development  
Institute Ltd**

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

**Motor Transport Institute**

Instytut Transportu Samochodowego

**The Institute for Sustainable Technologies**

Instytut Technologii Eksploatacji

**Institute of Aviation**

Instytut Lotnictwa

**Automotive Industry Institute**

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

**The Rail Vehicles Institute TABOR**

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

**Institute of Mechanised**

**Construction and Rock Mining**

Instytut Mechanizacji Budownictwa  
i Górnictwa Skalnego

**Institute of Logistics and Warehousing**

Instytut Logistyki i Magazynowania

**Industrial Institute of Agricultural Engineering**

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

**AVL List GmbH**

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

**Air Force Institute of Technology**

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych



## COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

4/2014 (159)

Rok XLXIII

PL ISSN 2300-9896

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 2244505, 61 2244502

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**

*D. Szpica, J. Czaban:* The assessment of correctness of engine adaptation for alternative LPG fueling based on full load engine characteristics of performance/*Ocena poprawności adaptacji silników do zasilania alternatywnego LPG na podstawie charakterystyk prędkościowych pełnej mocy* (2014-401) ..... 3

*I. Pielecha, W. Cieślak, P. Borowski, J. Czajka, W. Bueschke:* Reduction of the number of cylinders in internal combustion engines – contemporary trends in downsizing/*Ograniczenie liczby cylindrów w silnikach spalinowych – współczesny kierunek rozwoju downsizingu* (2014-402) ..... 12

*A. Iskra, M. Babiak, J. Kałużny:* The influence of applying a layer of carbon nanotubes on the piston bearing surface on friction losses/*Wpływ zastosowania warstwy nanorurek węglowych na powierzchni nośnej tłoka na straty tarcia* (2014-403)..... 26

*T. Stoeck, T. Osipowicz:* The use of Newton’s method for interpolation in the bench testing of compression-ignition engine unit injector systems/*Wykorzystanie interpolacyjnej metody Newtona w badaniach stanowiskowych pompowtryskiwaczy silnika o zapłonie samoczynnym* (2014-404)..... 32

*M. Trelka, J. Perczyński, J. Bartoszewicz:* Analysis of non-standard MiG29 engine start procedures/*Analiza niestandardowych procedur uruchamiania silników samolotu MiG-29* (2014-405) ..... 40

*P. Bielaczyc, A. Szczotka, J. Woodburn:* An overview of emissions of reactive nitrogen compounds from modern light duty vehicles featuring SI engines/*O emisji reaktywnych związków azotu w spalinach nowoczesnych pojazdów samochodowych z silnikiem o zapłonie iskrowym* (2014-406) .... 48

*P. Łaziński, M. Głogowski, J. Leyko:* Research on a prototype spark ignition (SI) variable compression ratio engine fitted with a pneumatic energy accumulator/*Badania prototypowego silnika ZI o zmiennym stopniu sprężania wyposażonego w pneumatyczny akumulator energii* (2014-407)..... 54

Reminiscence – prof. Bolesław Józef Stolarski ..... 66

**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 I 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 – Lexus-RC-F-engine (fot. [toyotacars2016.com](http://toyotacars2016.com)), background (The road to beauty, clouds, destination, grass – [www.pptbackgrounds.net](http://www.pptbackgrounds.net))  
 IV – Lexus 2.0-liter 4-cylinder turbo engine crankshaft (fot. [www.engine4labs.com](http://www.engine4labs.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.

## The assessment of correctness of engine adaptation for alternative LPG fueling based on full load engine characteristics of performance

*The paper presents a set of full load engine characteristics of gasoline and LPG fueled engines. The vehicles were divided into groups according to the type of LPG fueling system. The purpose of the research was to show and assess the differences between torque values as a function of engine speed. Statistics of the distribution of differences were created, based on which the conclusions were formulated. The results of the analysis can constitute a basis for on-road calculations for vehicles fitted with dual fueling system.*

Key words: internal-combustion engine, research, LPG fueling, full load engine characteristics

### Ocena poprawności adaptacji silników do zasilania alternatywnego LPG na podstawie charakterystyk prędkościowych pełnej mocy

*W artykule przedstawiono zestawienie charakterystyk pełnej mocy silników zasilanych benzyną i LPG. Pojazdy podzielono na grupy stosownie do rodzaju gazowego układu zasilania. Badania miały na celu wykazanie i ocenę różnic w wartościach momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej. Opracowano statystykę rozkładu różnic, na podstawie której wyciągnięto wnioski. Wyniki analizy mogą posłużyć jako podstawa do obliczeń trakcyjnych pojazdu z dwupaliwowym układem zasilania.*

Słowa kluczowe: silnik spalinyowy, badania, zasilanie LPG, charakterystyka prędkościowa pełnej mocy

#### 1. Introduction

For the assessment of alternative fuel application in transport, experimental research is continually performed and simulation models are developed. For LPG fueling, a reduction of HC and CO (65% and 50% respectively) is indicated at an insignificant degradation of the overall efficiency as compared to gasoline fueling [4, 16]. The successful application of this type of fuel, however, is mostly determined by its price. Modern designs, in which direct injection is the most common solution, can be alternatively fueled applying two methods – by LPG injection in the volatile phase via additional injectors or by the original gasoline injectors injecting liquid LPG. In the first case, with the additional LPG injection system, the emission heavily depends on the LPG percentage in the composition of combustible mixture because gasoline injectors inject small doses for cooling purposes. It is also possible to adjust the LPG share in the combustible mixture. The best environment related effects were achieved at a 100% LPG composition [6]. The lack of gasoline injection, however, can cause injector overheating resulting in its damage. In the second case, the alternative fueling system is simpli-fied. It requires an LPG tank with an additional pump and a distributor controlling the selection of the type of fuel. It is not necessary to interfere with the injector control system (except the fuel pressure sensor or engine fueling rate sensor (i.e. accelerator pedal sensor or throttle position sensor).

Many publications have shown good applicability of LPG in vehicle engines [26, 27]. The LPG fueling was proven effective at low temperatures [3, 10]. The publications have drawn attention to the problem of LPG flow in the fuel rail

#### 1. Wprowadzenie

W celu oceny stosowalności paliw alternatywnych w środkach transportu prowadzi się wiele badań doświadczalnych i opracowuje modele symulacyjne. Przy zasilaniu LPG stwierdzono redukcję emisji HC i CO (odpowiednio o 65% i 50%), przy nieznacznym zmniejszeniu sprawności ogólnej względem zasilania benzynowego [4, 16]. Jednak stosowanie tego rodzaju paliwa ogranicza przede wszystkim jego cena. Współczesne konstrukcje, w których dominuje wtrysk bezpośredni mogą być zasilane alternatywnie LPG dwoma sposobami: pierwszy – wtrysk LPG w fazie lotnej dodatkowymi wtryskiwaczami, drugi – wykorzystanie oryginalnych wtryskiwaczy benzynowych do wtrysku LPG ciekłego. W pierwszym sposobie, przy dodatkowym układzie wtryskowym LPG, emisja w znacznym stopniu zależy od procentowego udziału LPG w mieszaninie palnej, gdyż wtryskiwacze benzynowe wtryskują niewielkie dawki celem schłodzenia. Możliwa jest również regulacja udziału LPG w mieszaninie palnej. Najlepsze efekty w aspekcie ekologicznym osiągnięto przy 100% LPG [6], jednak brak wtrysku benzyny może spowodować przegrzanie wtryskiwaczy i w efekcie ich uszkodzenie. W drugim sposobie układ zasilania alternatywnego jest uproszczony, wymaga montażu zbiornika LPG z dodatkową pompą i rozdzielacza sterującego rodzajem paliwa. Nie jest konieczne ingerowanie w układ sterowania wtryskiwaczami, a jedynie w czujnik ciśnienia paliwa, lub czujnik stopnia zasilania silnika (tj. czujnik pedału przyspiesznika, lub czujnik obrotu listka przepustnicy).

Wiele prac wykazało stosowalność LPG w silnikach samochodowych [26, 27], z pozytywnym skutkiem wery-

[5, 11, 20]. The authors' research has resulted in developing control algorithms of such systems [7, 23]. The basis for correct operation of each fueling system is the fuel quality, which, in the case of gasoline, is regulated by legislation [13]. As for the case of LPG, it is not as clear. Corporate average fuel consumption standard is a significant tool in the policy to lower unit fuel consumption level. The legislation related to engine fuels allows special treatment of alternative fuel vehicles when calculating their fuel consumption to ensure the manufacturers' possibility to increase the production of fuel [14].

The research methods applied to analyze the injection process (both gasoline and LPG) are diverse. The observations focus on the injected LPG [17, 19] subsequently compared with the injection of gasoline (the pulsations occurring in the fuel rail are measured) [17]. The application of heat flow sensors enables designating the location and the level of the fuel hit upon the injection [21]. Laser diffraction techniques and laser exciting fluorescence also finds application in the fuel spray analysis [1, 2, 9, 15, 18, 31].

The research mainly focuses on brand new elements or systems. Simulation methods provide an image of an idealized process. Hence, the necessity occurs to test engines as a whole in different configurations. At this point, the significant aspect is to compare the engines fitted with different fueling systems at different degree of wear.

Important information can be delivered by wide-open throttle characteristics of engines fitted with traditional and alternative fueling systems. The speed characteristics at 100% power determines the maximum load range of a unit. By juxtaposing two engine characteristics against each other (of the engine already adapted for alternative fueling – fitting of required equipment: mixer or injectors), the differences in torque can be determined, the distribution of which will

fikowano zasilanie LPG w niskich temperaturach [3, 10]. Uwagę poświęcano problemowi przepływu LPG w szynie paliwowej [5, 11, 20]. Badania dotyczyły również algorytmów kontroli i płynnego sterowania tego typu układami zasilania [7, 23]. Podstawą poprawnego działania każdego układu zasilania jest jakość paliwa, co w odniesieniu do benzyny jest regulowane przepisami [13], a dla LPG nie jest to już tak jednoznaczne. Korporacyjna średnia norma zużycia paliwa jest ważnym narzędziem dotyczącym obniżenia poziomu jednostkowego zużycia paliwa. Ustawa o paliwach silnikowych umożliwia specjalne traktowanie pojazdów przy obliczaniu zużycia paliwa alternatywnego, tak aby zapewnić producentom możliwość zwiększenia produkcji paliwa [14].

Metody badawcze wykorzystywane do analizy procesu wtrysku zarówno benzyny, jak i LPG są zróżnicowane. Prowadzone są obserwacje strugi wtrysniętego LPG [17, 19] i porównywanie z wtryskiem benzyny, jak też pulsacje w szynie paliwowej [17]. Stosowanie czujników strumienia ciepła umożliwia wyznaczenie lokalizacji i poziomu uderzenia paliwa po wtrysnięciu [21]. Techniki dyfrakcji laserowej i fluorescencji wzbudzonej laserowo znalazły zastosowanie w analizie rozpylania paliwa [1, 2, 9, 15, 18, 31].

Prowadzone prace badawcze w znacznym stopniu dotyczą fabrycznie nowych elementów, czy układów. Badania symulacyjne dają obraz wyidealizowanego procesu, dlatego pojawia się konieczność badania silnika jako całości w różnych konfiguracjach układów zasilania. Ważnym aspektem w tym miejscu jest zestawienie silników dotyczących różnych układów zasilania w różnym stopniu zużycia eksploatacyjnego.

Istotnych informacji mogą dostarczyć charakterystyki zewnętrzne silników z klasycznymi i alternatywnymi układami zasilania. Charakterystyka prędkościowa przy 100% zasilania wyznacza maksymalny zakres obciążalności jednostki napędowej. Zestawiając ze sobą dwie charakterystyki silnika, który jest już po adaptacji do zasilania alternatywnego (montaż wymaganego wyposażenia – mieszalnik lub wtryskiwacze itd.), można wyznaczyć różnice w wartościach momentu obrotowego, których rozkład umożliwi wnioskowanie o poprawności adaptacji silnika do alternatywnego zasilania (rys. 1).

Oceny adaptacji można dokonać na podstawie wskazań pokładowych systemów diagnostycznych [25] lub maksymalnych wartości różnic mocy i momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej [26, 27]. W opracowaniu [28] wnioskowano o wartościach współczynników zależności Leidemana przy różnych układach zasilania. Innowacyjną metodę oceny funkcjonalnej silnika przedstawiono w pracy [29], gdzie wprowadzono nowy parametr operacyjny, jakim jest zapas ruchu.

## 2. Procedury badawcze

### 2.1. Obiekty badań

Obiektami badań były pojazdy o zróżnicowanych parametrach technicznych i stopniu zużycia eksploatacyjnego. Bazę wyników tworzą od 2004 roku w Laboratorium

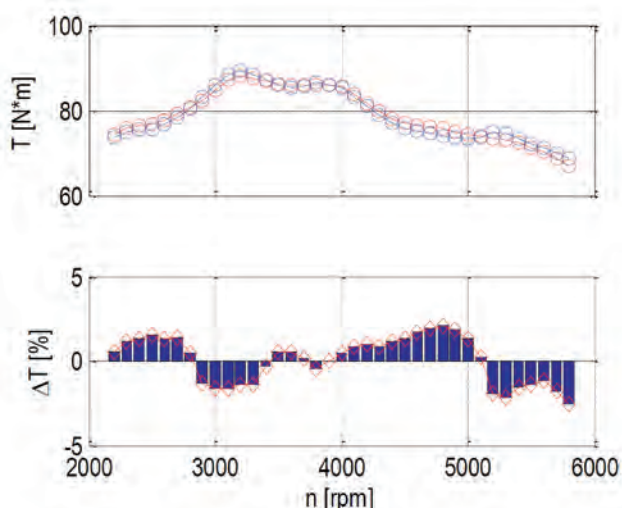


Fig. 1. Full load engine characteristics and displacement values of torque at both power systems – Skoda Fabia 1.4 MPI, alternative LPG IV generation (red – gasoline, blue – LPG)

Rys. 1. Charakterystyka pełnej mocy silnika oraz wartości odchylek momentu obrotowego przy obu układach zasilania – Skoda Fabia 1.4 MPI, alternatywnie LPG IV generacji (czerwony – benzyna, niebieski – LPG)

allow conclusions about the correctness of engine adaptation for alternative fueling (Fig. 1).

The adaptation assessment can be performed based on the indications of on-board diagnostics systems [25] or the differences in the maximum values of torque and power based on full load engine characteristics [26, 27]. In [28] Leidemann's dependency coefficients for various fueling systems have been given. The innovative method of functional assessment of an engine has been shown in [29] where a new operational parameter was introduced – the motion reserve.

## 2. Material and methods

### 2.1. Subject of the research

The research objects were vehicles of different degree of wear and different technical parameters. The database of results has been continually developed since 2004 at the Vehicle Laboratory of the Faculty of Mechanical Engineering at the Białystok University of Technology. The research continued during didactic classes, scientific activities or promotional events.

The assignment of vehicles to specific research groups was performed based on the type of alternative fueling system:

- I generation LPG – 14 units,
- II generation LPG – 32 units,
- IV generation LPG – 40 units.

From the database, in which over 1000 measurements are stored, only part is related to full load engine characteristics, determined for traditional and LPG fueling systems. A total of 86 volatile phase LPG fueled vehicles were selected constituting the basis for statistical analysis.

### 2.2. Research methodology

LPS 3000 MAHA chassis dynamometer was used in the research (Fig. 2, tab. 1) enabling a determination of the full power speed characteristics.

Each time, before measurement, each engine was set to its nominal operating conditions (coolant and engine oil temperature at minimum 80 °C) to ensure LPG evaporation.

The measurement of the external indicators on the dynamometer was performed using the load balancing method while maintaining constant acceleration. The measurements

Pojazdów Samochodowych Wydziału Mechanicznego Politechniki Białostockiej. Badania przeprowadzano w ramach zajęć dydaktycznych, badań naukowych czy imprez promocyjnych.

Zaszeregowania pojazdów do poszczególnych grup badawczych dokonano na podstawie rodzaju alternatywnego układu zasilania i dlatego liczebności określono na poziomie:

- I generacja LPG – 14 egz.
- II generacja LPG – 32 egz.
- IV generacja LPG – 40 egz.

Z bazy, w której znajduje się ponad 1000 pomiarów jedynie część dotyczy charakterystyk pełnej mocy wyznaczanych przy zasilaniu klasycznym i LPG. Wyodrębniono 86 pojazdów zasilanych alternatywnie LPG w fazie lotnej, które stanowiły podstawę do analizy statystycznej.

Table 1. Basic technical data of the Maha LPS 3000 dynamometer (Maha)

Tabela 1. Dane techniczne hamowni Maha LPS 3000 (Maha)

Parameter/ parametr	Unit/ jednostka	Values/ wartość
Roller set (Typ) R100/1		
Axle load/nacisk na rolki	t	2.5
Length/długość	mm	3345
Width/szerokość	mm	1100
Height/wysokość	mm	625
Weight/masa	kg	approx. 1200
Roller length/długość rolki	mm	750
Track min./koło – min	mm	800
Track max./koło – max	mm	2300
Roller diameter/średnica rolki	mm	318
Display range/zakres pomiaru		
Test speed/prędkość badania	km/h	max. 250
Wheel power/moc na kołach	kW	max. 260
Traction/siła napędowa	kN	max. 6
RPM/prędkość obr. silnika	rot/min.	0 – 10 000
Measurement accuracy of measur. value/dokładność	%	± 2

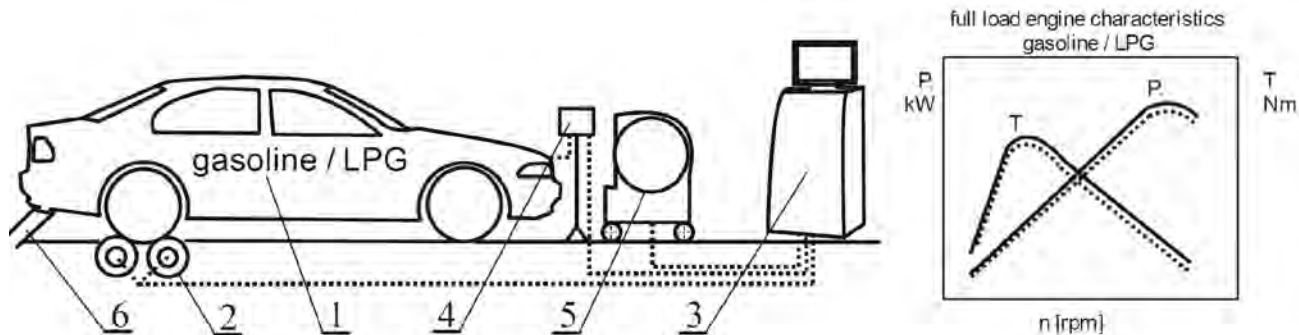


Fig. 2. Test stand: 1 – tested vehicle, 2 – roller type chassis dynamometer with eddy-current brake, 3 – dynamometer control system, 4 – vehicle signals connector box, 5 – fan, 6 – exhaust gas extractor

Rys. 2. Stanowisko badawcze: 1 – badany pojazd, 2 – hamownia podwoziowa z hamulcem elektrowirowym, 3 – układ sterowania hamownią, 4 – panel podłączeń parametrów pojazdu, 5 – wentylator, 6 – odciąg spalin

were not repeated because several trials have shown that the difference in the measuring results of the same engine did not exceed 1%.

### 3. Results and discussion

The measurement results were subjected to analysis by comparing both fueling systems in terms of torque values at a 100% fueling rate. To automate the data processing, the author's own calculating application was created in the Matlab-Simulink environment – Guide toolbox [12, 22, 24, 30].

The software, based on the data loaded from a 'txt' file of each of the tested engines, determined the shape of the engine full load characteristics and the differences in torque [%] in relation to the dimensionless engine speed (Fig. 3). The author decided to render the engine speed dimensionless to unify the reference scale, allowing for the fact that fueling units can work at different operating speed ranges.

Additionally, the maximum power, torque as well as engine flexibility and torque reserve were determined.

In the next step, the given results were subjected to statistical analysis, in which the basic coefficients were determined, i.e.:

– arithmetic average:

$$\bar{x} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n} \quad (1)$$

– estimator of standard deviation:

$$s_b = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2)$$

– bias:

$$A_d = \frac{n}{(n-1) \cdot (n-2)} \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{x_i - \bar{x}}{s} \right)^3 \quad (3)$$

– kurtosis/kurtozę:

$$K = \left\{ \frac{n \cdot (n+1)}{(n-1) \cdot (n-2) \cdot (n-3)} \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{x_i - \bar{x}}{s} \right)^4 \right\} - \frac{3 \cdot (n-1)^2}{(n-2) \cdot (n-3)} \quad (4)$$

Using Guide toolbox, another software was created to determine the statistics of torque deviation distribution by using the test option in Matlab-Simulink (Fig. 4). As an effect, aside from the parameters described by dependencies (1–4), the following were determined: the probability of average values equality, range excess and confidence level at which the hypothesis about average values equality would not be rejected.

In Table 2 the results of torque deviation statistical analysis have been shown for both fueling types in different research groups.

The greatest differences in torque deviations have been observed in the I generation LPG system – 6.3% on average.

### 2.2. Metodyka badań

W badaniach wykorzystano hamownię podwoziową LPS 3000 MAHA (rys. 2, tab. 1), przy użyciu której wyznaczano charakterystyki prędkościowe pełnej mocy.

Każdorazowo przed pomiarem doprowadzano silnik do nominalnych warunków pracy (temperatura płynu chłodzącego i oleju silnikowego min. 80 °C), zapewniając w ten sposób możliwość odparowania LPG.

Pomiar wskaźników zewnętrznych silników na hamowni odbywał się metodą równoważenia obciążenia przy zachowaniu stałego przyspieszenia. Zaniechano powtarzania pomiarów, gdyż jak wykazało kilka prób, pomiary tego samego silnika nie różniły się między sobą powyżej 1%.

### 3. Wyniki badań i ich dyskusja

Wyniki pomiarów poddano analizie, porównując oba układy zasilania w zakresie wartości momentu obrotowego przy 100-procentach stopnia zasilania. W celu zautomatyzowania procesu obróbki danych stworzono własne oprogramowanie obliczeniowe w pakiecie Matlab-Simulink, dodatek Guide [12, 22, 24, 30].

Oprogramowanie na podstawie wczytanych danych z pliku .txt każdego badanego silnika wyznacza kształt charakterystyk zewnętrznych i różnice w momencie obrotowym [%] w odniesieniu do bezwymiarowej wartości prędkości obrotowej (rys. 3). Bezwymiarowość prędkości obrotowej zrealizowano w celu ujednoczenia skali odniesienia, mając na uwadze fakt, że jednostki napędowe mogą pracować w różnych zakresach prędkości roboczych.

Dodatkowo wyznaczane były wartości maksymalne mocy i momentu obrotowego, jak też współczynników elastyczności silnika i zapasu momentu obrotowego.

W dalszym etapie otrzymane wyniki poddano obróbce statystycznej, gdzie wyznaczono podstawowe parametry, tj.:

- średnią arytmetyczną (1),
- błąd standardowy (2)
- skośność (3)
- kurtozę (4).

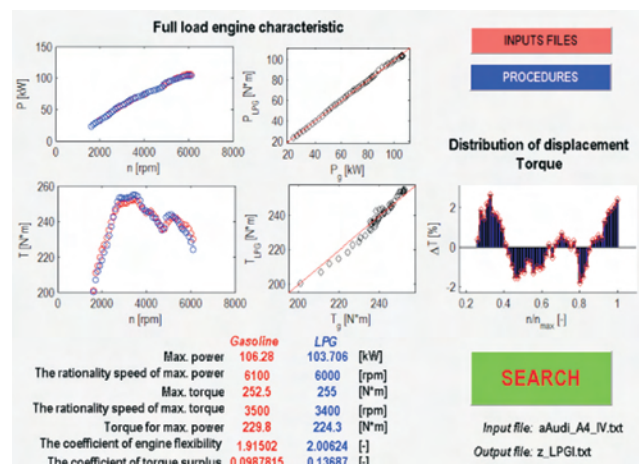


Fig. 3. The dialog box to distribution of displacement torque program (Matlab-Simulink, Guide addition)

Rys. 3. Panel komunikacyjny programu do wyznaczania odchylek momentu obrotowego (Matlab-Simulink, dodatek Guide)

The distribution showed left-sided asymmetry. The kurtosis exceeded 3.0 twice, which shows that the significant values focused around the average.

In the case of the II generation LPG system, the average deviation had slightly smaller values than in the previous case (6.1%). The distribution was slightly right-sided with a 6.8 concentration indicating a thinning.

The lowest torque deviations were observed in the case of the IV generation LPG system (average 4.0%). The distribution had a slight right-sided asymmetry, with the greatest thinning of all the tested examples – 15.4.

In spite of the fact, that the average value of torque deviation was the lowest from all the tested ones, the standard deviation exceeded the average value, which denotes a significant spread.

All average values of torque deviations guarantee the correctness of the assessment in the range of approx. 0.3 against the average.

Analyzing the torque deviations spread shown in Fig. 5, in each of the considered groups, engines characterized by a deviation exceeding 20% can be distinguished.

The biggest deviations, exceeding 20% occurred in Daewoo Nexia 1.5 MPi, fitted with the II generation LPG system (mixer with solenoid controlling constant gas flow). This condition may have been caused by insufficient reducer-evaporator efficiency or the regulation settings.

Incorrect selection of the reducer-evaporator efficiency for engine fuel demand can cause gradual increase in the differences of torque values during the growing engine speed when full load engine characteristics is being determined. Mercedes-Benz W123 2.0 (Fig. 6) engine is a good example here (traditional carburetor engine, alternative fueling with the I generation LPG system). Another reason may be reduced flow to the mixer through the LPG valve.

Alternative volatile phase LPG system can significantly change the shape of the full load engine characteristics, as has been shown in Fig. 7.

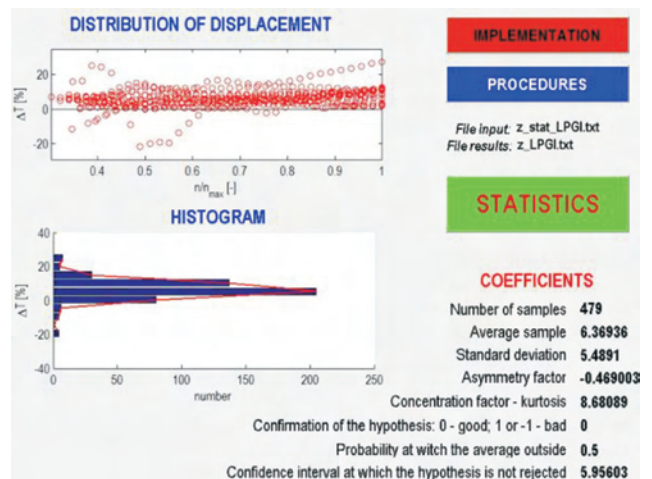
Wykorzystując dodatek Giude, stworzono kolejne oprogramowanie do wyznaczania statystyki rozkładu odchyłek momentu obrotowego poprzez opcję  $t_{test}$  w pakiecie Matlab-Simulink (rys. 4). W efekcie poza parametrami opisanymi zależnościami (1–4) wyznaczano prawdopodobieństwo równości wartości średnich, wyjścia poza zakres, jak też przedział ufności, przy którym hipoteza o równości średnich nie zostanie odrzucona.

W tabeli 2 podano wyniki obróbki statystycznej odchyłek momentu obrotowego przy obu rodzajach zasilania, w różnych grupach badawczych.

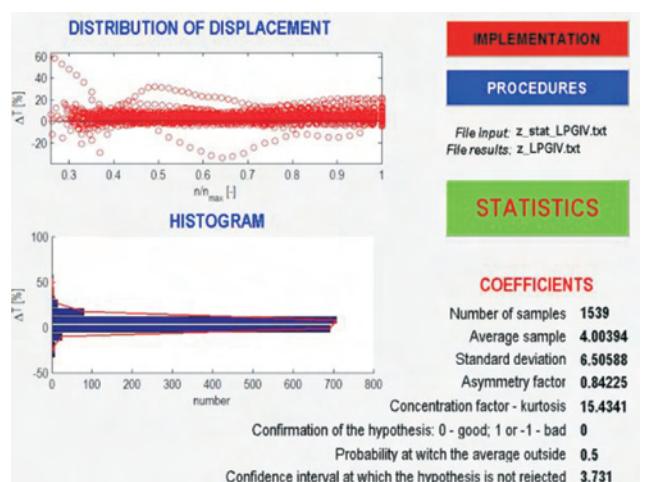
Największe różnice w wartościach odchyłek momentu obrotowego widoczne są przy zasilaniu LPG I generacji, średnio 6,3%. Rozkład wykazuje asymetrię lewostronną. Wartość kurtozy dwukrotnie przekraczała 3,0, co wskazuje na znaczne skupienie wartości wokół średniej.

Dla LPG II generacji średnia odchyłka przyjmuje niewiele mniejszą wartość niż poprzednio i wynosi 6,1%. Rozkład jest lekko prawostronny, o skupieniu 6,8 wskazującym na wyszczuplenie.

a)



c)



b)

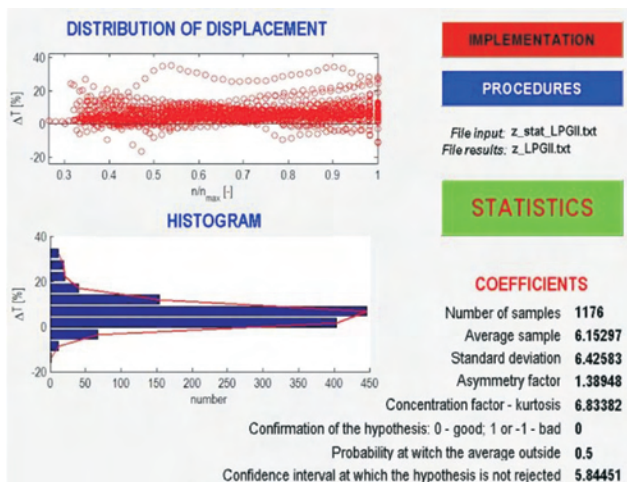


Fig. 4. The dialog box to statistical calculations program (Matlab-Simulink, Guide addition): a – LPG I, b – LPG II, c – LPG IV gen.

Rys. 4. Panel komunikacyjny programu do obliczeń statystycznych (Matlab-Simulink, dodatek Guide): a – LPG I, b – LPG II, c – LPG IV gen.

Table 2. Results of the statistical calculations for groups

Tabela. 2. Wyniki obliczeń statystycznych dla grup

Parameter/parametr	Displacement/przesunięcie		
	I gen.	II gen.	IV gen.
Number of samples/liczba próbek	479	1176	1539
Average sample [%]/wartość średnia	6.3694	6.1539	4.0039
Standard deviation/odchylenie standardowe	5.4891	6.4258	6.5059
Bias/skośność	-0.4690	1.3895	0.8422
Kurtosis/kurtoza	6.8834	6.8338	15.4341
Confirmation of the hypothesis/zgodność hipotezy	0	0	0
Probability at which average outside/prawdopodobieństwo wyjścia średniej poza zakres	0.5	0.5	0.5
Confidence interval at which the hypothesis is not rejected/przedział ufności, przy którym hipoteza nie zostanie odrzucona	5.9560	5.8445	3.7310

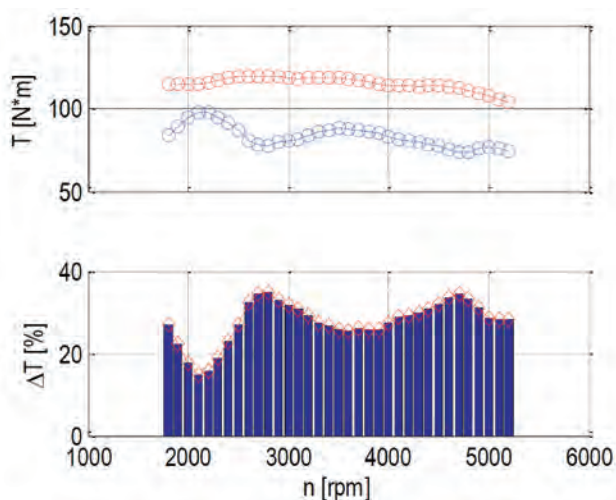


Fig. 5. Full load engine characteristic and displacement values of torque at both power systems Daewoo Nexia (red – gasoline, blue – LPG)

Rys. 5. Charakterystyka pełnej mocy silnika oraz wartości odchyłek momentu obrotowego przy obu układach zasilania – Daewoo Nexia (czerwony – benzyna, niebieski – LPG)

The results pertain to the Ford Sierra 2.0 MPi engine, alternatively powered with the I generation LPG system (mixer with a mechanical valve regulating the gas flow). The maximum torque value occurs at the speed lower by 300 rpm compared to gasoline fueling and then drops by 20%, which influences the vehicle dynamics. However, the torque values indicate significant shortages of power for both fueling system variants.

In the case of the Honda Civic 1.4 MPi (Fig. 8) engine, alternatively powered with the IV generation LPG system (multi-point sequential injection of volatile phase) the application of LPG significantly lowered the torque values (at 3200 rpm – approx. 25%).

Determining the full load characteristics on the chassis dynamometer with load balancing results in a rapid load increase at the point defined as start of the measurement. The start of the measurement is defined through the device software, usually at vehicle speed of 50 km/h.

As a reaction to rapid (step) load increase, the fueling system can react in various ways. In the case of traditional (gasoline) fueling system, the injectors can extend the injec-

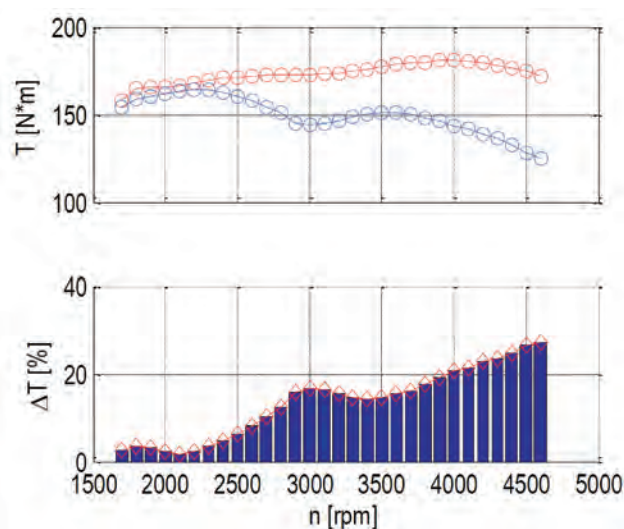


Fig. 6. Full load engine characteristic and displacement values of torque at both power systems – Mercedes W123 2.0 (red – gasoline, blue – LPG)

Rys. 6. Charakterystyka pełnej mocy silnika oraz wartości odchyłek momentu obrotowego przy obu układach zasilania – Mercedes W123 2.0 (czerwony – benzyna, niebieski – LPG)

Najmniejsze wartości odchyłek momentu obrotowego odnotowano dla zasilania LPG IV generacji (średnio 4,0%). Rozkład jest lekko asymetryczny prawostronnie, o największym wyszczupleniu spośród badanych – 15,4.

Pomimo że wartość średnia odchyłki momentu obrotowego w grupie LPG IV była najmniejsza ze wszystkich badanych, odchylenie standardowe przewyższyło wartość średnią, co świadczy o dużym rozrzucie.

Wszystkie wartości średnie odchyłek momentu obrotowego gwarantują poprawność wnioskowania w obrębie ok. 0,3 względem średniej.

Analizując rozrzut odchyłek momentu obrotowego przedstawiony na rys. 5, w każdej z rozpatrywanych grup można wyodrębnić jednostki napędowe, które charakteryzują się odchyłką przekraczającą 20%.

Największe odchyłki, przekraczające 20%, stwierdzono dla silnika samochodu Daewoo Nexia 1.5MPi, alternatywnie zasilanego układem LPG II generacji (mieszalnikiem z elektrozaworem w sposób ciągły sterującym dopływem

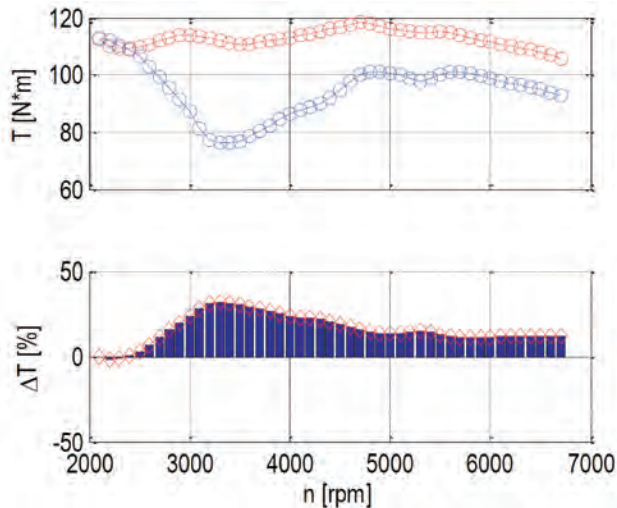


Fig. 7. Full load engine characteristic and displacement values of torque at both power systems – Ford Sierra 2.0 MPI (red – gasoline, blue – LPG)

Rys. 7. Charakterystyka pełnej mocy silnika oraz wartości odchyłek momentu obrotowego przy obu układach zasilania – Ford Sierra 2.0 MPI (czerwony – benzyna, niebieski – LPG)

tion time or additional dosage can be delivered. Both cases can have negatively influence the operation of the alternative fueling system. In the first case, extending the opening time after calculating the LPG injection time can result in a constant injector opening and a temporary system error. The second case, with post-injections of fuel with several ‘small’ doses causes the risk of LPG injectors operating outside their opening time range. The BMW E43 323i engine is a good example – traditionally fitted with a multi-point injection and alternatively – with the IV generation LPG system (Fig. 9).

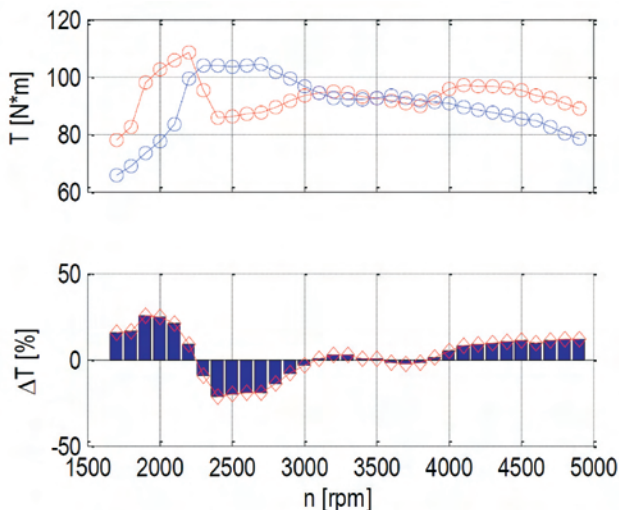


Fig. 8. Full load engine characteristic and displacement values of torque at both power systems – Honda Civic 1.4 MPI (red – gasoline, blue – LPG)

Rys. 8. Charakterystyka pełnej mocy silnika oraz wartości odchyłek momentu obrotowego przy obu układach zasilania – Honda Civic 1.4 MPI (czerwony – benzyna, niebieski – LPG)

gazu). Mogło to wynikać z niedostatecznej wydajności reduktora–parownika lub nastaw regulacyjnych.

Nieodpowiedni dobór wydajności reduktora–parownika do zapotrzebowania silnika na paliwo może skutkować stopniowym narastaniem różnic w wartościach momentu obrotowego w miarę zwiększania prędkości obrotowej przy wyznaczaniu charakterystyki pełnej mocy. Jako przykład można przedstawić silnik pojazdu Mercedes W123 2.0 (rys. 6) klasycznie zasilanego przez gaźnik, alternatywnie układem LPG I generacji. Powodem może być również zbytne zmniejszenie przepływu na zaworze doprowadzającym LPG do mieszalnika.

Alternatywny układ zasilania LPG w fazie lotnej może znacząco zmienić również kształt charakterystyki pełnej mocy, co przedstawiono na rys. 7.

Wyniki dotyczą silnika pojazdu Ford Sierra 2.0 MPI alternatywnie zasilanego układem LPG I generacji (mieszalnikiem z mechanicznym zaworem regulującym dopływ gazu). Wartość maksymalna momentu obrotowego występuje przy prędkości obrotowej niższej o 300 obr/min niż przy zasilaniu benzyną, po czym spada o 20%, co wpływa na dynamikę pojazdu w ruchu. Wartości momentu obrotowego wskazują jednak na znaczne niedomagania jednostki napędowej dla obu wariantów układów zasilania.

W odniesieniu do silnika pojazdu Honda Civic 1.4 MPI (rys. 8), zasilanego alternatywnie układem LPG IV generacji (wielopunktowy sekwencyjny wtrysk fazy lotnej), wykorzystanie gazu znacznie obniżyło wartości momentu obrotowego, przy 3200 obr/min – ok. 25%.

Wyznaczanie charakterystyki prędkościowej pełnej mocy na hamowni podwoziowej działającej z równoważeniem obciążenia wiąże się z gwałtownym wzrostem obciążenia w punkcie określanym jako start pomiarów. Start pomiaru ustala się na poziomie oprogramowania urządzenia; przeważnie jest to 50 km/h w odniesieniu do prędkości jazdy.

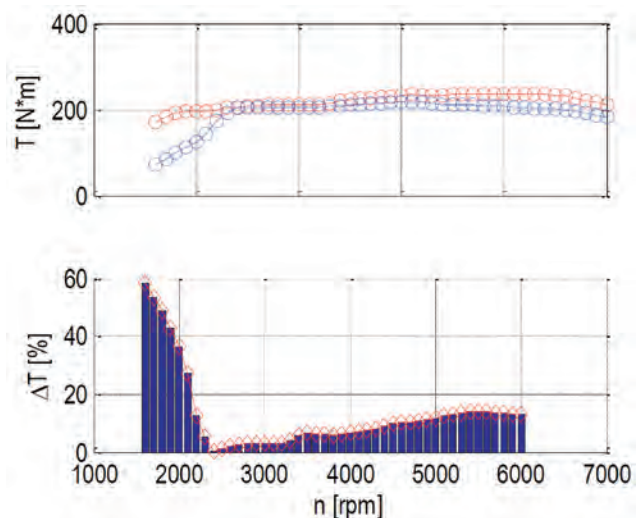


Fig. 9. Full load engine characteristic and displacement values of torque at both power systems – BMW E36 323i (red – gasoline, blue – LPG)

Rys. 9. Charakterystyka pełnej mocy silnika oraz wartości odchyłek momentu obrotowego przy obu układach zasilania – BMW E36 323i (czerwony – benzyna, niebieski – LPG)

#### 4. Conclusions

In the research, the differences in the full load characteristics were investigated of engines additionally fitted with alternative LPG systems. The comparison was performed at the time when the engines were already fitted with alternative fueling systems in the case of which the installation of additional parts could influence the external indicators. Values given in the manufacturer specifications for new vehicles were not presented because the tested units had already been in service. The population was divided into three groups according to the LPG fueling system generation. 86 units were subjected to analysis. The performed analysis rendered what follows:

1. The lowest difference in torque deviations, at a level of approx. 4% was observed in the IV generation LPG group. The I and II generation differed on average by approx. 6% due to similar fueling system architecture.
2. In the case of IV generation LPG fueling, the standard error that exceeded its average value was observed, which has proven a significant spread.
3. The distribution of torque deviations in each case achieved minimum asymmetry, whereas the concentration around the average, determined by the value of kurtosis above 3.0 indicated a thinning.
4. The spread analysis of the deviations as a function of the dimensionless speed, except the I generation LPG, showed their decrease in the medium engine speed range.
5. The correct engine adaptation for alternative LPG fueling takes place when the wide-open throttle characteristics does not differ more than 5% from the traditional (gasoline) fueling. This criterion is met by IV generation LPG systems.
6. In mixer-based systems, proper selection of the actuators and efficiency adjustment are required.

#### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

HC	hydrocarbon/węglowodory
CO	carbon monoxide/tlenek węgla
LPG	Liquefied Petroleum Gas/skroplony gaz ropopochodny
I generation LPG	LPG vapour fueling phase by mixing with periodic flow control/zasilanie LPG w fazie lotnej przez mieszalnik z okresową regulacją przepływu
II generation LPG	LPG vapour fueling phase by mixing with continuous flow control/zasilanie LPG w fazie lotnej przez mieszalnik z ciągłą regulacją przepływu
IV generation LPG	LPG vapour fueling phase by impulse injectors/zasilanie LPG w fazie lotnej przez wtryskiwacze pośrednie
	arithmetic average/wartość średnia
Sb	estimator of standard deviation/błąd standardowy
Ad	bias/skośność
K	kurtosis/kurtoza
$t_{test}$	returns the decision to test zero hypothesis that the data in the study population come from a normal distribution with a mean and unknown variance/zwraca decyzję testu dla hipotezy zerowej, że dane w badanej populacji pochodzą z rozkładu normalnego o pewnej średniej i nieznannej wariancji

Na gwałtownie (skokowo) rosnące obciążenie układ zasilania może zareagować w różny sposób. Dla klasycznego (benzynowego) układu zasilania wtryskiwacze mogą wydłużyć czas wtrysku lub podać dodatkowe dawki. Oba przypadki mogą negatywnie wpłynąć na działanie alternatywnego układu zasilania. W pierwszym przypadku wydłużenie czasu otwarcia po przeliczeniu na czas wtrysku LPG może skutkować ciągłym otwarciem wtryskiwacza i chwilowym błędem układu. Drugi przypadek z dotryskiem paliwa kilkoma „małymi” dawkami powoduje, iż wtryskiwacze LPG mogą znaleźć się poza zakresem czasów otwarcia, w którym mogą się otwierać. Jako przykład można wskazać silnik BMW E43 323i klasycznie zasilany wtryskiem wielopunktowym, alternatywnie układem LPG IV generacji (rys. 9).

#### 4. Podsumowanie

W badaniach analizowano różnice w charakterystykach prędkościowych pełnej mocy silników benzynowych wyposażonych dodatkowo w alternatywne układy zasilania LPG. Porównanie przeprowadzono wtedy, gdy silniki były już wyposażone w alternatywne układy zasilania, gdzie zabudowa dodatkowych podzespołów mogła mieć wpływ na wartości wskaźników zewnętrznych. Nie odnoszono się do wartości podawanych w instrukcjach fabrycznych pojazdów nowych, gdyż badane jednostki napędowe były już w eksploatacji. Populację podzielono na 3 grupy stosownie do generacji układów zasilania LPG w fazie lotnej. Analizie poddano 86 jednostek napędowych. Przeprowadzona analiza pozwala stwierdzić:

1. Najmniejszą różnicę w odchyłkach momentu obrotowego wynoszącą ok. 4,0% odnotowano w grupie LPG IV generacji, pozostałe, tj. I i II generacji z uwagi na zbliżony układ zasilania różnią się średnio ok. 6%.
2. Przy zasilaniu LPG IV odnotowano wartość błędu standardowego przewyższającą wartość średnią, co świadczy o dużym rozrzucie.
3. Rozkład odchyłek momentu obrotowego we wszystkich przypadkach uzyskiwał minimalną asymetrię, z kolei skupienie wokół średniej określone wartością kurtozy pow. 3,0 wskazywało na wyszczuplenie.
4. Analiza rozrzutu odchyłek w funkcji bezwymiarowej prędkości, poza układem LPG I gen., wykazała ich zmniejszanie w zakresie prędkości obrotowych średnich.
5. Za poprawną adaptację silnika do zasilania alternatywnego LPG należy uznać układ, którego charakterystyka pełnej mocy nie różni się średnio więcej niż 5% od zasilania klasycznego (benzynowego). Kryterium to w dużej mierze spełniają układy LPG IV generacji.
6. W układach mieszalnikowych konieczny jest poprawny dobór podzespołów wykonawczych połączony z regulacją wydajności, w przeciwnym razie uwidoczni się problem spadku momentu obrotowego sięgający w niektórych przypadkach 30%.

## Bibliography/Literatura

- [1] Aleiferis P.G., van Romunde Z.R.: An analysis of spray development with iso-octane, n-pentane, gasoline, ethanol and n-butanol from a multi-hole injector under hot fuel conditions. *Fuel* 2013, 105, pp. 143-168.
- [2] Aleiferis P.G., Serras-Pereira J., Augoyea A., Davies T.J., Cracknell R.F., Richardson D.: Effect of fuel temperature on in-nozzle cavitation and spray formation of liquid hydrocarbons and alcohols from a real-size optical injector for direct-injection spark-ignition engines. *Int. J. Heat Mass Transfer* 2010, 53 (21–22), pp. 4588-4606.
- [3] Arslana O., Kosea R., Ceylana N.: Experimental Analysis of Consumption and Exhaust Emissions of Gasoline and LPG in Car Engines Under Cold Climatic Conditions. *Energ. Source. P-A:R.U.E.E.* 2010, 33 (3), pp. 244-253.
- [4] Bhale P.V., Ardhapurkar P.M., Deshpande N.V.: Experimental investigations to study the comparative effect of LPG and gasoline on performance and emissions of SI engine. *Proceedings of the 2005 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division* 2005, pp. 289-294.
- [5] Cho S., Min K.: Injector control logic for a liquid-phase liquid petroleum gas injection engine. *P. I. Mech. Eng. D-J. Aut.* 2004, 218 (D1), pp. 71-79.
- [6] Gumus M.: Effects of volumetric efficiency on the performance and emissions characteristics of dual fueled (gasoline and LPG) spark ignition engine. *Fuel Process. Technol.* 2011, 92, pp. 1862-1867.
- [7] Hansub S., Kangyoon L., Lamhoon Ch., Myoung S.: A study on the injection characteristics of a liquid-phase liquefied petroleum gas injector for air-fuel ratio control. *P. I. Mech. Eng. D-J. Aut.* 2005, 219 (8), pp. 1037-1046.
- [8] Jang C., Kim S., Choi S.: Experimental and analytical study of the spray characteristics of an intermittent air-assisted fuel injector. *Atomization Sprays* 2000, 10 (2), pp. 199-217.
- [9] Kakuhou A.: LIF visualization of in-cylinder mixture formation in a direct-injection SI engine, 4<sup>th</sup> International Symposium COMODIA 98, Kyoto 1998, Japan.
- [10] Kim J., Choi K., Myung Ch., Park S.: Experimental evaluation of engine control strategy on the time resolved THC and nanoparticle emission characteristics of liquid phase LPG direct injection (LPG-DI) engine during the cold start, *Fuel Process. Technol.* 2013, 106, pp. 166-173.
- [11] Kitae Y., Jungseo P., Choongsik B., Jeongnam P., Sungkun K.: Anti-vapor Lock of a Top-Feed Injector for a Liquefied Petroleum Gas Liquid-Phase Injection Engine. *Energ. Fuel.* 2009, 23 (2), pp. 876-883.
- [12] Lagarias J.C., Reeds J.A., Wright M.H., Wright P.E.: Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions. *SIAM J. Optimiz.* 1998, 9 (1), pp. 112-147.
- [13] Lekkas T.D., Kalligeros S., Zannikos F., Stournas S. et al.: Impact of gasoline quality on engine performance and emissions. *P. Inter. Conf. Environ. Sci. Technol.* 2003, pp. 340-345.
- [14] Liu Y., Helfand G.E.: The Alternative Motor Fuels Act, alternative-fuel vehicles, and greenhouse gas emissions. *Transport. Res. A-Pol.* 2009, 43, pp. 755-764.
- [15] Movahednejad E., Omidi F., Nekofar K.: Experimental Study of Injection Characteristics of a Multi-hole port injector on various Fuel Injection pressures and Temperatures. *EPJ Web of Conferences* 2013, 45, p. 5.
- [16] Murillo S., Miguez J.L., Porteiro J., Lopez-Gonzalez L.M., Granada E., Morana J.C., Paza C.: Exhaust Emissions from Diesel, LPG, and Gasoline Low-power Engines. *Energ. Source. P-A:R.U.E.E.* 2008, 30 (12), pp. 1065-1073.
- [17] Oliveira Panão M.R., Moreira A.L.N., Durao D.F.G.: Statistical analysis of spray impact to assess fuel mixture preparation in IC engines. *Fuel Process. Technol.* 2013, 107, pp. 64-70.
- [18] Oliveira Panão M.R., Moreira A.L.N.: Flow characteristics of spray impingement in PFI injection systems. *Exp. Fluids* 2005, 39, pp. 364-374.
- [19] Park K.: Behavior of liquid LPG spray injecting from a single hole nozzle. *Int. J. Aut. Technol.* 2005, 6 (3), pp. 215-219.
- [20] Senda J., Yamaguchi M., Tsukamoto T. et al.: Characteristic of spray injected from gasoline injector. *JSME Int. J. B-FLUID.* T. 1994, 37 (4), pp. 931-936.
- [21] Serras-Pereira J., Aleiferis P.G., Walmsley H.L., Davies T.J., Cracknell R.F.: Heat flux characteristics of spray wall impingement with ethanol, butanol, iso-octane, gasoline and E10 fuels. *Int. J. Heat Fluid Flow* 2013, 44, pp. 662-683.
- [22] Shampine L.F., Reichelt M.W.: The MATLAB ODE Suite, *SIAM J. Sci. Comput.* 1997, 18, pp. 1-22.
- [23] Sim H., Lee K., Chung N. et al.: Experimental analysis of a liquid-phase liquefied petroleum gas injector for a heavy-duty engine. *P. I. Mech. Eng. D-J. Aut.* 2004, 218 (D7), pp. 719-727.
- [24] Smith, S.T.: *Matlab Advanced GUI Development*; Dog Ear Publishing: Indianapolis, 2006.
- [25] Szpica D., Czaban J.: Ocena stosowalności LPG jako paliwa w silnikach trakcyjnych: [rozdz.], *Silniki gazowe: wybrane zagadnienia*, pod red. Adama Dużyńskiego, Wydaw. Politechniki Częstochowskiej 2010, s. 504-513.
- [26] Szpica D., Czaban J.: Porównanie klasycznych i alternatywnych układów zasilania silników na podstawie charakterystyk zewnętrznych, *Przegląd Mechaniczny* 2009, 7/8, s. 26-31.
- [27] Szpica D., Czaban J.: Ocena wskaźników zewnętrznych i operacyjnych silników zasilanych LPG, *Silniki Spalinowe* 2010, 3, s. 68-75.
- [28] Szpica D., Czaban J.: Zależność Leidemana a współczesne konstrukcje silników spalinowych, *Przegląd Mechaniczny* 2010, 6, s. 24-29.
- [29] Szpica D., Piwnik J., Sidorowicz M.: The motion storage characteristics as the indicator of stability of internal combustion engine – receiver cooperation, *Mechanika* 2014, 20(1), pp. 108-112.
- [30] Yang W.Y., Cao W., Chung T.S., Morris J.: *Applied numerical methods using MATLAB*; John Wiley & Sons Inc, Hoboken, New Jersey, 2005.
- [31] Zhang J., Yao S., Patel H., Fang T.: An experimental study on gasoline direct-injection spray and atomization characteristics of alcohol fuels and iso-octane. *Atomization Sprays* 2011, 21, pp. 363-374.

Dariusz Szpica, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

*Dr inż. Dariusz Szpica – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.*

email: [d.szpica@pb.edu.pl](mailto:d.szpica@pb.edu.pl)



Jaroslav Czaban, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

*Dr inż. Jaroslav Czaban – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.*

email: [j.czaban@pb.edu.pl](mailto:j.czaban@pb.edu.pl)



## Reduction of the number of cylinders in internal combustion engines – contemporary trends in downsizing

*The article presents the possibility of reduction of the CO<sub>2</sub> emission due to application of downsizing, resulting also in the reduction in fuel consumption by engines. From 2015, carbon dioxide emissions will be limited to 130 g/km. Due to this there has been observed an increase in the number of three-cylinder combustion engines on the offer of most global automotive companies. In the article are presented selected new designs of three-cylinder engines, with focus on their performance parameters. The static and dynamic downsizing has been defined as the contemporary direction of the development of combustion engines. In the article are also suggested indexes of static and dynamic downsizing and their interdependency for the considered combustion engines.*

Key words: combustion engine, static downsizing, dynamic downsizing, downsizing indexes

### Ograniczenie liczby cylindrów w silnikach spalinowych – współczesny kierunek rozwoju downsizingu

*W artykule przedstawiono możliwości ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> dzięki zastosowaniu downsizingu, co umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa przez silniki. Od roku 2015 poziom emisji dwutlenku węgla będzie limitowany do 130 g/km. W związku z tym obserwuje się zwiększenie liczby trzycylindrowych silników spalinowych w ofertach większości światowych koncernów motoryzacyjnych. Zaprezentowano wybrane, nowe konstrukcje silników trzycylindrowych w aspekcie wskaźników pracy tych jednostek. Zdefiniowano downsizing statyczny i dynamiczny jako współczesny kierunek rozwoju silników spalinowych. Zaproponowano wskaźniki downsizingu statycznego i dynamicznego dla rozpatrywanych silników spalinowych.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, downsizing statyczny, downsizing dynamiczny, wskaźniki downsizingu

#### 1. Introduction

Over the past few years there has been a significant reduction of carbon dioxide emissions from passenger vehicles sold in the European Union. The reason contributing to this is the process of downsizing of combustion engines (reduction of engine displacement while maintaining the same or increased operating parameters, increase in the share of engines fueled with alternative fuels and increase in the share of alternative-powered vehicles, including electric) [1, 14, 16].

As part of the greenhouse gas emission reduction strategy, in 2007 the European Union introduced limits on carbon dioxide emissions for new passenger cars. The European Environment Agency (EEA) supports the European Commission in monitoring the CO<sub>2</sub> emissions from passenger vehicles in accordance with EC Regulation 443/2009. This regulation determines reduction of carbon dioxide emissions to 130 g/km in 2015. This value is defined as the average for the fleet of newly registered vehicles of each manufacturer. This objective has been gradually implemented since 2012.

In 2012, the biggest vehicle manufacturers (registrations of more than 100,000 new vehicles) sold about 11.4 million vehicles in the countries of the European Union, which represents approximately 94.5% of new registrations [4]. The average emissions of CO<sub>2</sub> from those vehicles amounted to 130.4 g/km, meaning only 1.8 g of CO<sub>2</sub> less than for the entire fleet.

#### 1. Wprowadzenie

W ciągu ostatnich kilku lat nastąpiło znaczne ograniczenie emisji dwutlenku węgla z pojazdów osobowych sprzedawanych w Unii Europejskiej. Przyczynia się do tego downsizing silników spalinowych (ograniczenie objętości silników przy zachowaniu tych samych lub zwiększonych parametrów ich pracy, zwiększenie udziału silników o zasilaniu paliwami alternatywnymi oraz zwiększenie udziału pojazdów o napędzie alternatywnym, w tym elektrycznym) [1, 14, 16].

W ramach strategii ograniczania emisji gazów cieplarnianych Unia Europejska w 2007 roku wprowadziła limity emisji dwutlenku węgla dla nowych samochodów osobowych. Europejska Agencja Środowiska (EEA) wspiera Komisję Europejską w monitorowaniu emisji CO<sub>2</sub> z pojazdów osobowych zgodnie w rozporządzeniem EC 443/2009. Rozporządzenie to ustanawia poziom emisji dwutlenku węgla do wartości 130 g/km w 2015 roku. Wartość tę definiuje się jako średnią z floty pojazdów każdego z producentów nowo zarejestrowanych pojazdów samochodowych. Jest to wprowadzane stopniowo od 2012 roku.

Najwięksi producenci pojazdów (rejestracje nowych pojazdów – ponad 100 000 sztuk) sprzedali w 2012 roku około 11,4 miliona pojazdów w krajach Unii Europejskiej, co stanowi około 94,5% nowych rejestracji [4]. Średnia emisja

In 2012 eight large manufacturers of vehicles (Fiat, Renault, Peugeot, Toyota, Citroën, Seat, Ford, Kia) showed the average carbon dioxide emissions below 130 g/km (in 2011 – only six). Emission values for those manufacturers are quite diverse and range from 117 g CO<sub>2</sub>/km to 143 g CO<sub>2</sub>/km.

The values of carbon dioxide emissions presented above are inextricably associated with fuel consumption. Reduction of fuel consumption is possible due to the development of new designs of injection systems [10], supercharging systems for engines [2], the use of hybrid drives [1] and exhaust gas recirculation systems [3]. This is, among others, the result of downsizing: reduction of engine displacement while increasing the power/displacement ratio. It is anticipated that a stronger tendency to limit the number of cylinders will be developed, as the forecasts indicate the most intensive growth

CO<sub>2</sub> z pojazdów tych producentów wyniosła 130,4 g/km, co oznacza tylko 1,8 g CO<sub>2</sub> mniej niż z całej floty.

W roku 2012 pojazdy ośmiu dużych producentów (Fiat, Renault, Peugeot, Toyota, Citroën, Seat, Ford, Kia) miały średnią emisję dwutlenku węgla poniżej 130 g/km (w 2011 r. tylko sześciu). Emisja z pojazdów tych producentów jest dość zróżnicowana i wynosi od 117 g CO<sub>2</sub>/km do 143 g CO<sub>2</sub>/km. Te wielkości emisji dwutlenku węgla nierozdzielnie są związane ze zużyciem paliwa. Ograniczenie zużycia paliwa jest możliwe dzięki opracowaniu nowych konstrukcji układów wtryskowych [10], systemów doładowania silników [2], stosowaniu napędów hybrydowych [1] oraz systemów recyrkulacji spalin [3]. To natomiast jest efektem m.in. ograniczenia objętości skokowej silników przy jednoczesnym zwiększeniu stopnia ich wysilenia – downsizingu. Przewiduje się, że tendencje do ograniczania liczby cylindrów będą coraz większe, gdyż prognozy zwiększenia produkcji silników 2- i 3-cylindrowych wskazują na ich największą intensywność przyrostu. Z analiz firm IHS Automotive oraz BorgWarner [16] wynika, że roczne zwiększenie liczby tych silników będzie wynosiło 14% (rys. 1). Jest to największa wartość spośród analizowanych jednostek napędowych. Stwierdzono także, że udział silników 2-, 3- i 4-cylindrowych wyniesie około 99% w całkowitej produkcji silników w latach 2012-2017. Downsizing bez systemów doładowania nie ma istotnego znaczenia. Ma to swoje odzwierciedlenie w liczbie pojawiających się na rynku dostępnych silników o zapłonie samoczynnym (typowe już rozwiązania) i iskrowym z układami turbodoładowania. Zakłada się, że w ciągu najbliższych kilku lat roczny przyrost tych ostatnich rozwiązań wyniesie około 20% (rys. 2).

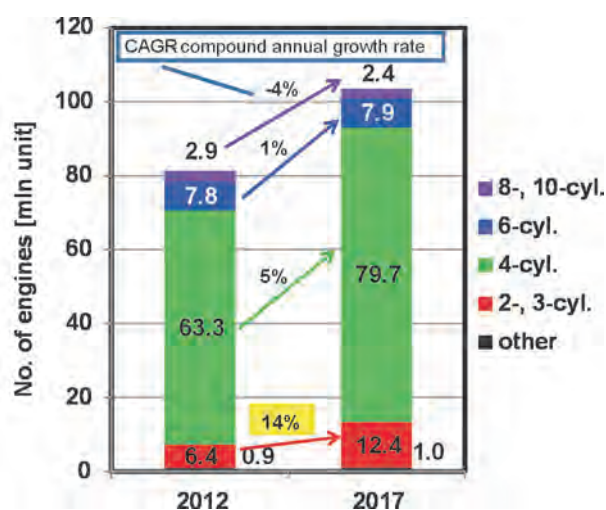


Fig. 1. The number of engines produced and changes in the number of cylinders over a period of a few years [15]

Rys. 1. Liczba produkowanych silników i zmiany liczby cylindrów na przestrzeni kilku lat [15]

## 2. Przykłady silników 3-cylindrowych

Opisane zwiększenie liczby silników 3-cylindrowych ma odzwierciedlenie w ofercie poszczególnych koncernów motoryzacyjnych. Producenci wprowadzają silniki 3-cylindrowe głównie do mniejszych, typowo miejskich

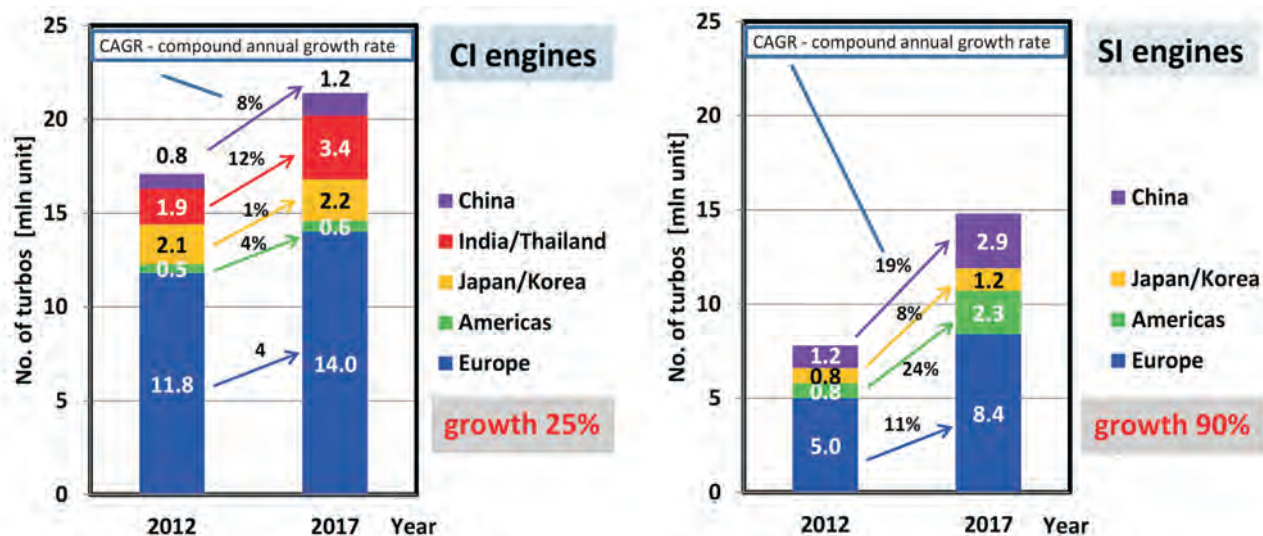


Fig. 2. The number of produced compression ignition and spark ignition engines with turbo-charging systems [15]

Rys. 2. Liczba produkowanych silników ZS i ZI wyposażonych w układy turbodoładowania [15]

Table 1. Selected 3-cylinder engines offered by vehicle manufacturers [5–7, 12, 17–23, 25]  
 Tabela 1. Wybrane silniki 3-cylindrowe oferowane przez producentów pojazdów [6–8, 12, 17–23, 25]

Manufacturers/ producent	Model/ model	Engine/ silnik	$V_{ss}$ [dm <sup>3</sup> ]	S × D [mm × mm]	$N_e$ [kW/rpm]	$M_o$ [N·m/rpm]	$N_v$ [kW/dm <sup>3</sup> ]	$p_e$ [MPa]
BMW, MINI	2 Active Tourer, One Cooper	SI DI Turbo	1.499	82 × 94.6	100/ 4400–6000	220/ 1250–4300	66.7	1.84
	One D, Cooper D	CI DI Turbo	1.496	84 × 90	85/4000	270/1750	56.8	2.27
FORD	Fiesta	SI DI Turbo	0.999	71.9 × 82	74/5500	170/ 1400–4000	74.1	2.14
KIA, HY-UNDAI	Picanto, i10	SI MPI	0.998	71 × 84	60.3/6300	95/3500	60.4	1.20
MAHLE	VW Passat Estate	SI DI Turbo	1.2	83 × 73.9	120/ 5000–6000	286/ 1600–3500	100	2.99
MERCEDES	Smart Brabus	SI MPI Turbo	0.999	72 × 81.8	75/6000	147/ 2500 – 3600	75.1	1.85
	Smart	CI DI Turbo	0.799	65.5 × 79	40/3800	130/ 2100–2600	50.1	2.04
NISSAN	Micra, Note	SI DI Compressor	1.198	78 × 83.6	72/5200	142/4400	60.1	1.49
OPEL	Adam	SI DI Turbo	0.998	77.4 × 74	85/5200	166/ 1800–4700	85.2	2.09
PSA	C3, 2008	SI MPI	1.199	75 × 90.5	60/5750	118/2750	50.0	1.24
RENAULT	Clio	SI MPI Turbo	0.899	72.2 × 73.1	67/5250	135/2500	74.5	1.89
TOYOTA	Aygo	SI MPI	0.998	71 × 84	51/6000	95/4300	50.1	1.17
VW	Up!	SI MPI	0.999	74.5 × 76.4	55/6200	95/ 3000– 4300	44.0	1.19
	Polo	CI DI Turbo	1.199	79.5 × 80.5	55/4200	180/2000	45.9	1.89

in the production of 2- and 3-cylinder engines. The analyses of IHS Automotive and BorgWarner [15] show that the annual increase in the number of these engines will amount to 14% (Fig. 1). It is the largest value among the analyzed drive units. In addition, a 99% increase in the production of 2- 3- and 4-cylinder engines in years 2012–2017 is predicted. However, downsizing without supercharging systems is of negligible importance. This is reflected in the number of compression ignition engines (being already typical solutions) and spark ignition engines with turbo-charging systems available on the market. It is assumed that within the next few years the annual increase for that latter solution will be around 20% (Fig. 2).

## 2. Examples of 3-cylinder engines

The above-mentioned increase in the number of three-cylinder engines is reflected in the offer of various automotive companies. The

pojazdów. Tabela 1 podaje wybrane silniki dostępne w autach segmentu A. Aplikacji poszczególnych jednostek można upatrywać również w pojazdach segmentu C (np. BMW 2 Active Tourer).

Na podstawie tabeli 1 dokonano zestawienia silników spalinowych 3-cylindrowych wybranych producentów (rys. 3). Analiza rys. 3 wskazuje na znaczną dominację silników o zapłonie iskrowym. Trzycylindrowych silników o zapłonie samoczynnym na rynku silnikowym jest obecnie niewiele.

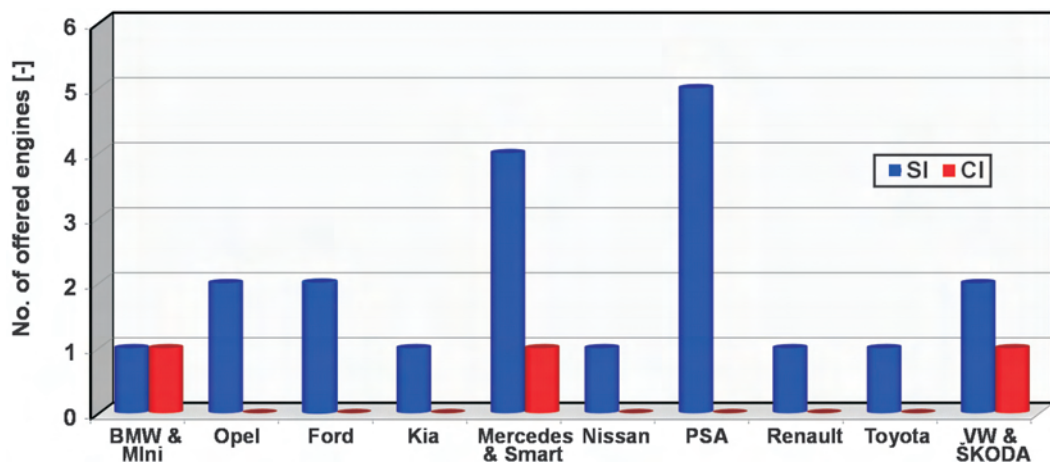


Fig. 3. Number of 3-cylinder engines offered by the selected vehicle manufacturers  
 Rys. 3. Liczba oferowanych silników 3-cylindrowych przez wybranych producentów pojazdów

manufacturers introduce the 3-cylinder engines mainly into smaller, typically urban vehicles. Table 1 presents selected engines available in cars of A-segment. Certain engines are also utilized in vehicles of the C-segment (e.g. BMW 2 Active Tourer).

On the basis of Table 1 an overview of 3-cylinder combustion engines of the selected manufacturers was drawn (Fig. 3). The analysis of the number of engines indicates a significant dominance of spark ignition engines. Currently there are not many 3-cylinder compression ignition engines on the market.

### 3. The characteristics of 3-cylinder engines in relation to their downsizing

The selected drive units shown in table 1 are compared to 4-cylinder engines of particular manufacturers. On this basis the analysis of the changes of operating indexes was conducted (Fig. 4): change of the maximum effective pressure and change of the operating area of engines defined by the engine speed and the maximum values of effective pressure. There are compared spark ignition engines by BMW, Opel, Ford, Nissan and Volkswagen. There are also shown compression-ignition engines by Volkswagen.

Figure 4 shows that each of the manufacturers has reduced the engine displacement while aiming at increasing the average effective pressure. The most significant growth of  $p_e$  is observed for supercharged engines replacing the normally aspirated engines. The BMW 1.5 DI TwinPower Turbo engines (increasing  $p_e$  by 47%), Opel 1.0 SIDI (78%), Ford EcoBoost (81%) and Renault 0.9 Turbo MPI (63%) supercharged with the use of turbochargers show the most significant changes in the value of average effective pressure. There is also observed flatter characteristics of the effective pressure  $p_e$  for turbocharged engines. In case of the Nissan 1.2 DI engine supercharged with the use of mechanical compressor there has been reached 20% increase in the value of  $p_e$  in relation to  $p_e$  of the previous engine. Increase of the average effective pressure in case of VW engines amounts only to 4%. This value applies to both CI and SI engines subjected to downsizing. The analysis of the operating areas of the selected combustion engines shows that the percentage increase of the power/displacement ratio of those engines is equal to the percentage increase of their operating areas. In some cases of downsizing the maximum engine speeds were reduced (Opel 1.0 SIDI, Nissan 1.2 DI), but this is not common for the majority of combustion engines.

### 4. Indexes of combustion engines performance

The engines subjected to downsizing are compression ignition or spark ignition engines, among which there are normally aspirated engines or engines charged with turbocharger or mechanical compressor. Compression-ignition engines are charged with turbochargers. Therefore, their performance characteristics and interdependence of engine torque and power differ. However, the basic division taken into account was the division into 4-cylinder engines and their 3-cylinder replacements.

### 3. Charakterystyki silników 3-cylindrowych w aspekcie ich downsizingu

Wybrane jednostki napędowe przedstawione w tabeli 1 zestawiono z jednostkami czterocylindrowymi poszczególnych producentów. Na tej podstawie dokonano analizy zmiany wskaźników pracy (rys. 4): maksymalnego ciśnienia użytecznego oraz zmiany wielkości pola pracy silników określonego prędkością obrotową oraz maksymalnymi wartościami ciśnienia użytecznego. Zestawiono ze sobą i porównano silniki o zapłonie iskrowym firmy BMW, Opel, Ford, Nissan oraz Volkswagen. Dodatkowo przedstawiono również jednostki o zapłonie samoczynnym firmy Volkswagen.

Z analizy rysunku 4 wynika, że każdy z producentów zmniejszył objętość skokową silnika, dążąc jednocześnie do zwiększenia średniego ciśnienia użytecznego. Największy przyrost  $p_e$  jest zauważalny dla silników doładowanych zastępujących silniki wolnossące. Jednostki BMW 1.5 DI TwinPower Turbo (zwiększenie  $p_e$  o 47%), Opel 1.0 SIDI (78%), Ford EcoBoost (81%) oraz Renault 0.9 Turbo MPI (63%) doładowane za pomocą turbosprężarek mają największe zmiany wartości średniego ciśnienia użytecznego. Zauważalny jest także bardziej płaski przebieg ciśnienia użytecznego  $p_e$  dla jednostek turbodoładowanych. Dla silnika 1.2 DI firmy Nissan doładowanego za pomocą sprężarki mechanicznej osiągnięto 20-procentowe zwiększenie wartości  $p_e$  w stosunku do  $p_e$  poprzedniego silnika. Zwiększenie średniego ciśnienia użytecznego dla silników VW wynosi tylko 4%. Wartość ta dotyczy zarówno silników ZI, jak i ZS poddanych downsizingowi. Analiza pól pracy analizowanych silników spalinowych pozwala na stwierdzenie, że procentowy przyrost wysilenia tych jednostek jest równy procentowemu zwiększeniu pola ich pracy. W niektórych przypadkach downsizingu ograniczono maksymalną prędkość obrotową silników (Opel 1.0 SIDI, Nissan 1.2 DI), jednak nie jest to tendencja, która dotyczy większości silników spalinowych.

### 4. Wskaźniki pracy silników spalinowych

Przedstawione jednostki poddane downsizingowi to silniki o zapłonie iskrowym oraz samoczynnym, występujące jako wolnossące lub doładowane turbosprężarką albo sprężarką mechaniczną. Silniki o zapłonie samoczynnym występują jako doładowane turbosprężarkami, dlatego ich charakterystyki pracy oraz zależności momentu obrotowego i mocy różnią się. Jednak podstawowym podziałem, na jaki zwrócono uwagę, jest podział na silniki czterocylindrowe oraz zastępujące je jednostki trzycylindrowe.

Na rysunku 5 przedstawiono wartości momentu obrotowego w zależności od objętości skokowej silnika. Trzycylindrowe jednostki ZS uzyskują niewiele większe wartości momentu obrotowego przy nieznacznie mniejszej objętości skokowej silnika. Znaczne różnice uzyskano dla silników benzynowych. Dzięki dużemu udziałowi doładowanych silników trzycylindrowych ZI wartości momentu obrotowego są znacznie większe od ich niedoładowanych odpowiedników przy zmniejszonej objętości skokowej.

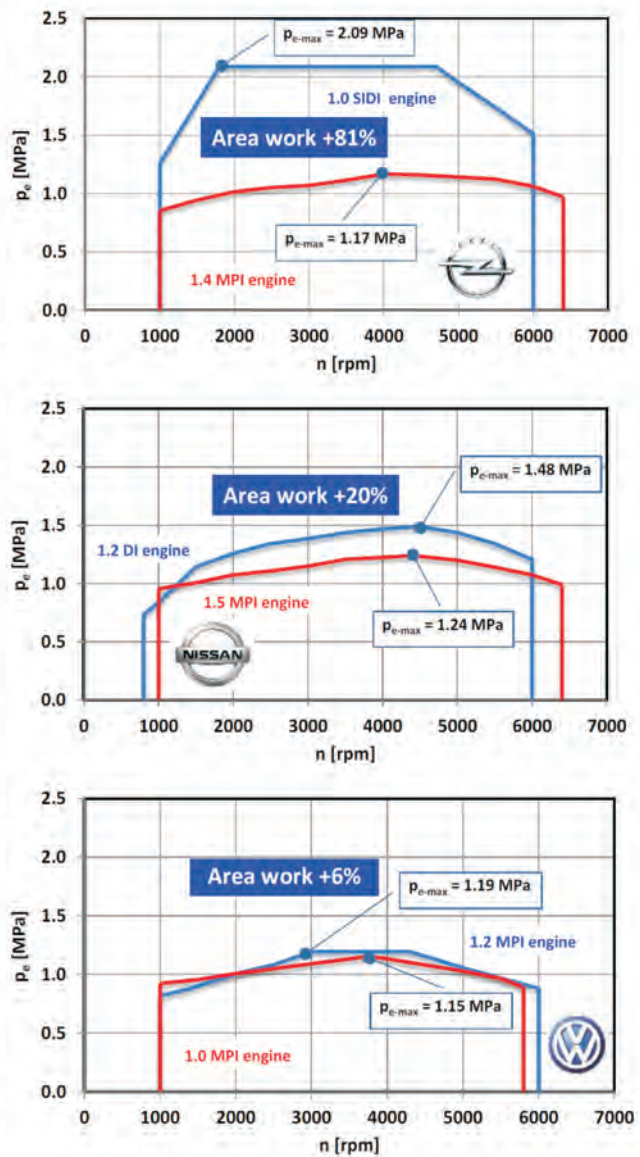
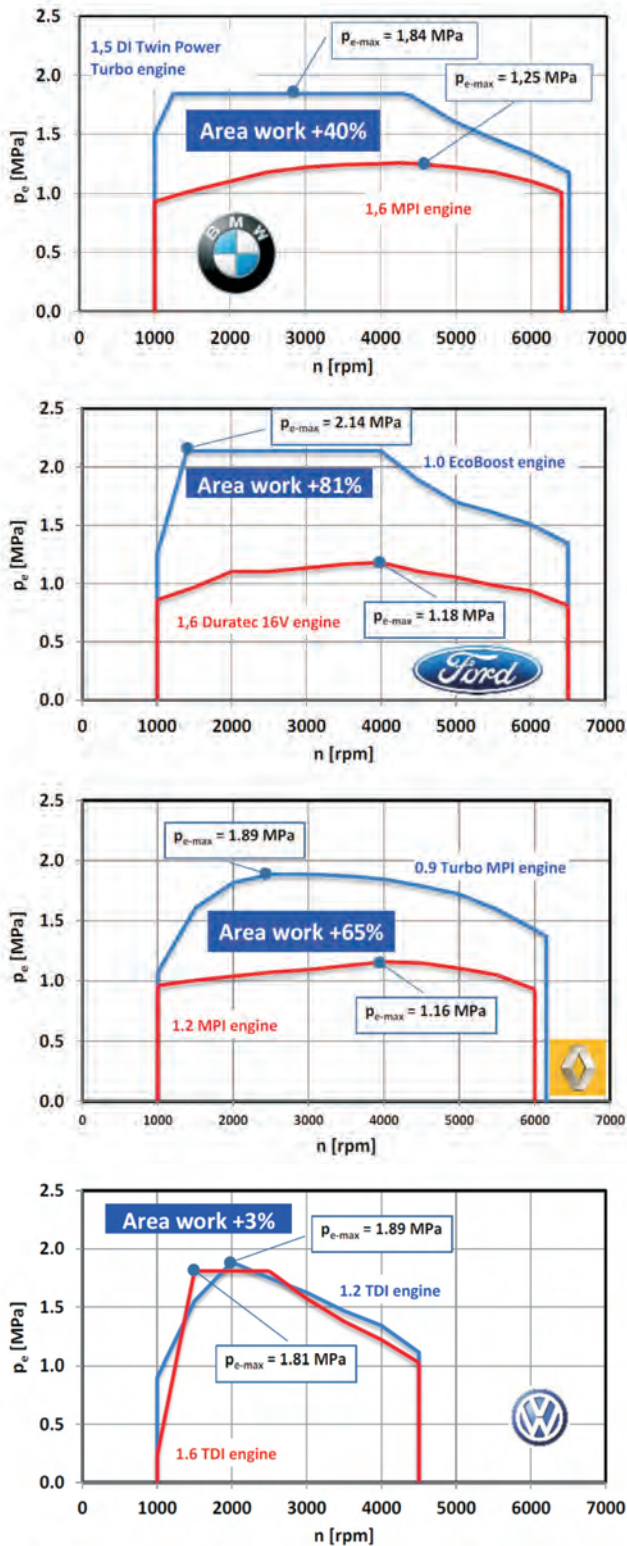


Fig. 4. The characteristics of the selected 3-cylinder engines compared to their 4-cylinder equivalents, including engine operating areas [12, 18–20, 23]

Rys. 4. Charakterystyki wybranych silników trzycylindrowych na tle ich czterocylindrowych odpowiedników wraz z obszarami pracy [12, 18–20, 23]

Warunki uzyskiwania maksymalnych parametrów pracy silnika przedstawiono na rys. 6. Odnotowano wartości mocy maksymalnych analizowanych silników o ZS (3- i 4-cylindrowych) w przedziale 40–80 kW (moment obrotowy z przedziału 130–270 N·m). Wskazano, że odpowiednie wartości występują przy zbliżonych prędkościach obrotowych. Maksymalny moment obrotowy dla silników o ZS występuje przy około 2000 obr/min, natomiast maksymalna moc – przy około 4000 obr/min.

The conditions for obtaining the maximum values of engine performance parameters are shown in Fig. 6. The values of maximum power of the analyzed CI engines (3- and 4-cylinder engines) in the range of 40–80 kW (engine torque in the range of 130–270 N·m) were recorded. It was proved that the appropriate values occur at similar engine speeds. The maximum torque for compression ignition engines occurs at around 2000 rpm, while the maximum power occurs at about 4000 rpm.

The four-cylinder SI engines achieve maximum engine torque for engine speeds of 4000–4500 rpm and maximum power within the range of 5500–6000 rpm. In case of 3-cylinder engines the maximum values of the speed at which the maximum torque occurs are quite different and range from 1400 rpm to 4400 rpm. BMW engines ( $M_o = 220$  N·m) and Mahle ( $M_o = 286$  N·m) obtain higher values of the torque than the 4-cylinder engines with higher displacement. This is associated with the application of supercharging. Maximum power values for 3-cylinder SI engines are in most cases close to the power values of the 4-cylinder engines (which means higher power/displacement ratio for 3-cylinder engines) and are obtained for the range of 4500–6200 rpm.

a)

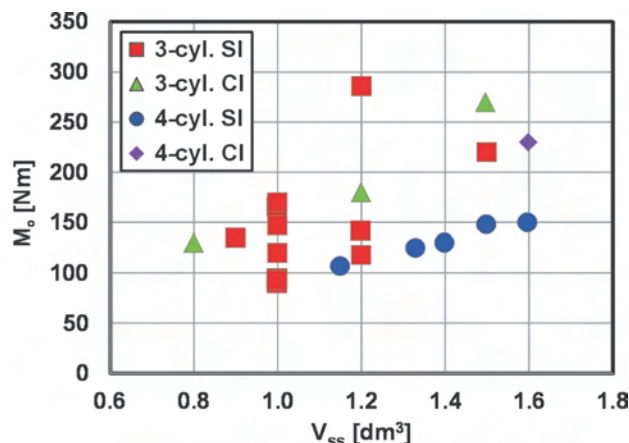
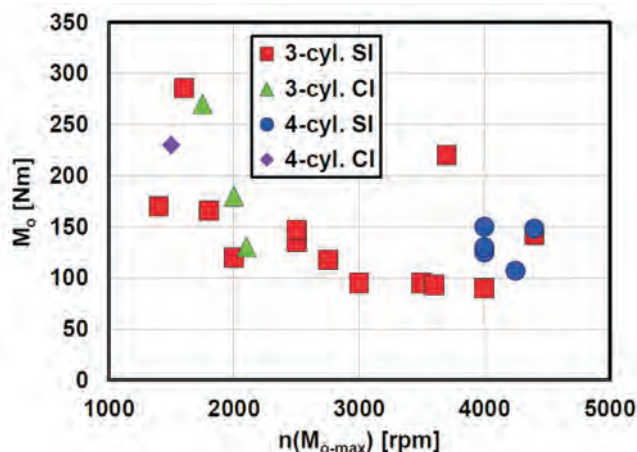


Fig. 5. Engine torque values

Rys. 5. Wartości momentu obrotowego

Czterocylindrowe jednostki ZI uzyskują maksymalny moment obrotowy w zakresie prędkości obrotowych 4000–4500 obr/min oraz maksymalną moc w zakresie 5500–6000 obr/min. Dla silników trzycylindrowych maksymalne wartości prędkości, przy których występuje mo-

b)

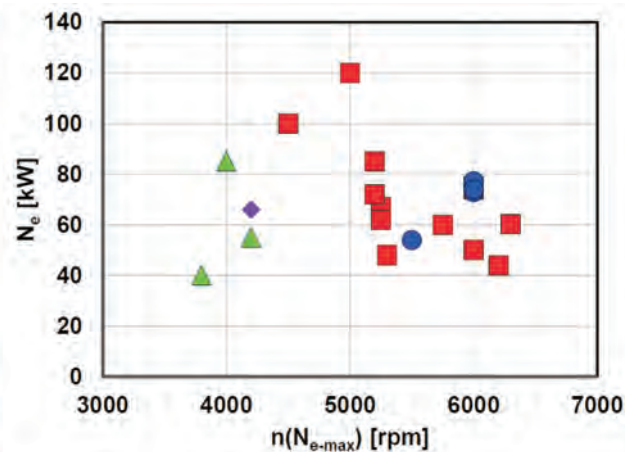


Fig. 6. Engine performance indexes: engine torque (a) and engine power (b) and the corresponding engine speeds

Rys. 6. Wskaźniki pracy silnika: momentu (a) i mocy silnika (b) oraz odpowiadające im prędkości obrotowe

In order to determine the suitability of the engine for a vehicle, it was necessary to define its flexibility. The flexibility depends on the engine characteristics and shows the engine ability to adapt to the applied loads. To determine the engine flexibility it was necessary to introduce flexibility indexes.

The first index is flexibility of the engine torque  $e_M$ , which is expressed by the ratio of the maximum torque  $M_{o,max}$  to engine torque at a speed at maximum engine power  $M_{oN}$ :

$$e_M = \frac{M_{o,max}}{M_{oN}} \quad (1)$$

The value of the  $e_M$  index for combustion engines will always be higher or equal to one. A value close to one means

ment maksymalny są różne i wynoszą od 1400 obr/min do 4400 obr/min. Silniki BMW ( $M_o = 220$  N·m) oraz Mahle ( $M_o = 286$  N·m) uzyskują większe wartości momentu obrotowego niż jednostki czterocylindrowe o większej objętości. Wynika to z zastosowania doładowania. Wartości mocy maksymalnych trzycylindrowych silników ZI są w większości zbliżone do mocy jednostek czterocylindrowych (co oznacza większe wysilenie silników trzycylindrowych) i osiągnięte w zakresie 4500–6200 obr/min.

W celu określenia przydatności silnika do zastosowania w pojeździe określono jego elastyczność. Zależy ona od charakterystyki silnika i świadczy o zdolności jego przystosowania do zadanych obciążeń. Określenie elastyczności silnika wymagało wprowadzenia wskaźników elastyczności. Pierwszy z nich to elastyczność momentu obrotowego  $e_M$ ,

constant value the torque for engine speeds from  $M_{o\_max}$  to  $M_{oN}$ .

The flexibility of the engine speed  $e_n$  is an index expressed by the ratio of the engine speed at the maximum engine power  $n_N$  to engine speed occurring at maximum torque  $n_M$ :

$$e_n = \frac{n_N}{n_M} \quad (2)$$

Its value also cannot be less than one (a value of one indicates that the maximum power occurs at the same engine speed as the maximum torque). The higher the value of this index is, the greater the range of the engine effective speeds is.

The above-mentioned indexes are presented in relation to the average effective pressure  $p_e$ . The 3-cylinder CI engines replacing the 4-cylinder engines obtain higher  $p_e$  values but lower flexibility indexes. In case of SI engines, the new 3-cylinder engines obtain higher  $p_e$  and, in some cases, larger values of  $e_M$  index (Fig. 7a). This is due to the fact that the normally aspirated engines with higher engine displacement have flatter characteristics of the torque. Despite this, the majority of 3-cylinder engines due to supercharging gain higher flexibility indexes of the engine speed  $e_n$  – Fig. 7b.

który jest wyrażony przez stosunek maksymalnego momentu obrotowego  $M_{o\_max}$  do momentu obrotowego przy prędkości obrotowej maksymalnej mocy silnika  $M_{oN}$  – wzór (1).

Wartość wskaźnika  $e_M$  dla silników spalinowych będzie zawsze większa od jedności lub jej równa. Wartość zbliżona do jedności oznacza stałą wartość momentu w zakresie prędkości obrotowych od  $M_{o\_max}$  do  $M_{oN}$ .

Elastyczność prędkości obrotowej  $e_n$  jest wskaźnikiem, który wyraża się stosunkiem prędkości obrotowej silnika mocy maksymalnej  $n_N$  do prędkości obrotowej występującej przy maksymalnym momencie obrotowym  $n_M$  – wzór (2).

Jego wartość także nie może być mniejsza od jedności (wartość równa jeden oznacza, że moc maksymalna występuje przy takiej samej prędkości obrotowej jak maksymalny moment obrotowy). Im większa jest wartość tego wskaźnika, tym istnieje większy zakres prędkości użytecznej silnika.

Powyższe wskaźniki przedstawiono w odniesieniu do średniego ciśnienia użytecznego  $p_e$ . Silniki trzycylindrowe ZS, zastępujące silniki czterocylindrowe, uzyskują większe  $p_e$ , ale mniejsze wskaźniki elastyczności. W odniesieniu do silników ZI nowe jednostki trzycylindrowe uzyskują większe  $p_e$  oraz – w niektórych przypadkach – większe wskaźniki  $e_M$  (rys. 7a). Jest to spowodowane tym, że wolnossące jednostki o większej objętości mają płaski przebieg momentu obrotowego. Mimo tego, większość silników trzycylindrowych

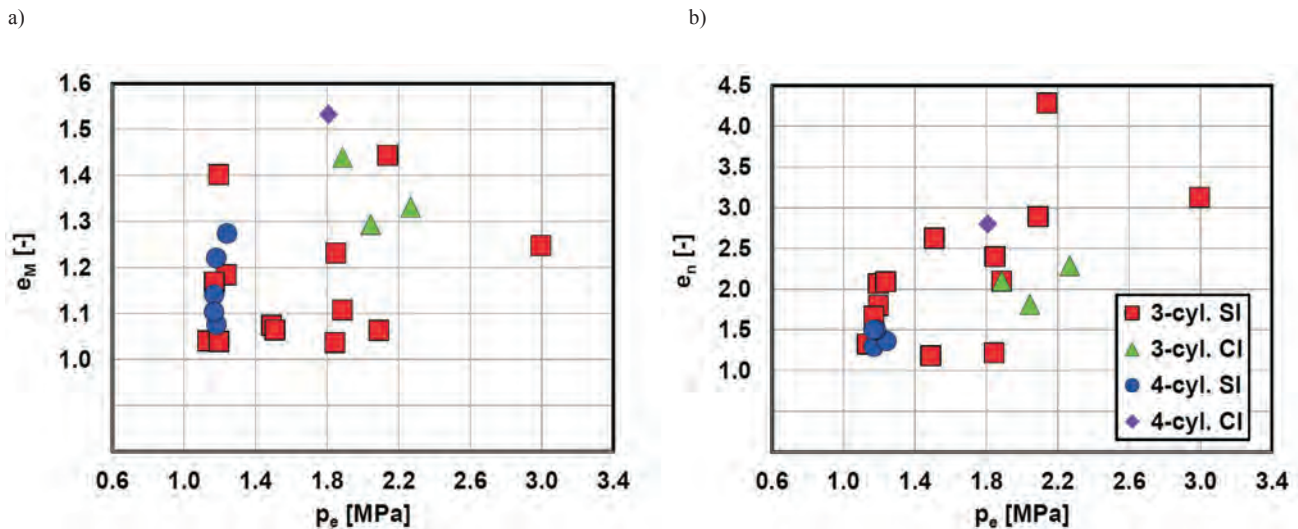


Fig. 7. Indexes of flexibility: a) torque, b) engine speed

Rys. 7. Wskaźniki elastyczności: a) momentu obrotowego, b) prędkości obrotowej

The index defining the total flexibility of the engine  $e_C$  is the product of indexes of the torque flexibility and of the engine speed flexibility:

$$e_C = e_M \cdot e_n \quad (3)$$

Despite insignificant increase in the maximum values of the average effective pressures for 3-cylinder CI engines, significantly lower values of total flexibility in relation to the previous engines were obtained (Fig. 8a). For SI engines

dzięki doładowaniu uzyskuje większe wskaźniki elastyczności prędkości obrotowej  $e_n$  – rys. 7b.

Wskaźnik określający całkowitą elastyczność silnika  $e_C$  jest iloczynem wskaźników elastyczności momentu obrotowego oraz elastyczności prędkości obrotowej – wzór (3).

Mimo niewielkiego zwiększenia maksymalnych wartości średnich ciśnień użytecznych trzycylindrowych jednostek ZS, uzyskano znacznie mniejsze wartości elastyczności całkowitej w stosunku do poprzednich jednostek (rys. 8a). W odniesieniu do silników ZI duża ich liczba ma

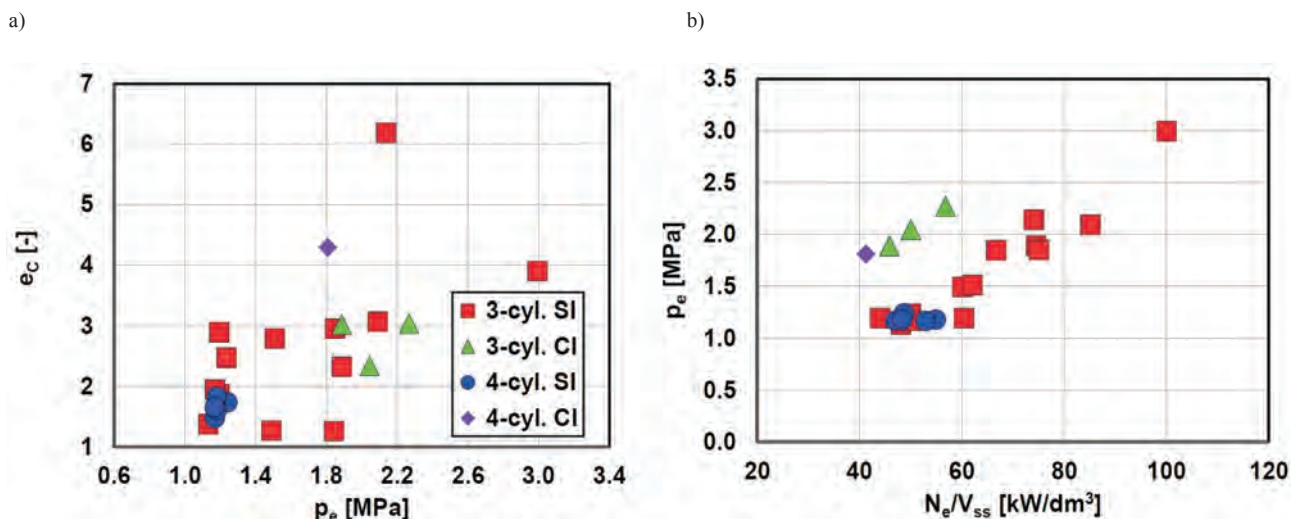


Fig. 8. Indexes of the total flexibility (a) and power/displacement ratio of the drive units (b)

Rys. 8. Wskaźniki elastyczności całkowitej (a) i wysilenia jednostek napędowych (b)

their majority showed higher  $p_e$  or  $e_c$  values, and about half of them had both indicators higher.

The tendency to design engines applying downsizing is noticeable in increasing power from specific engine displacement. Increasing the engine power results also in increased engine torque (represented by  $p_e$  value). Analysis of the 4-cylinder engines indicates the possibility of increasing specific power without increasing power/displacement ratio (varied engine displacement values determined the specific powers and similar values of  $p_e$ ). In 3-cylinder engines this trend is proportional: along with increased specific power follows an increase of engine power/displacement ratio.

## 5. Downsizing of combustion engines

### 5.1. Division of downsizing

Currently there can be distinguish two types of downsizing: static or dynamic [1, 14, 16]. The first one involves reduction of engine dimensions by reducing engine displacement (through reduction of the number of cylinders). This method results in reduction of fuel consumption by up to 20%. An inseparable part of the static downsizing process is the application of appropriate engine supercharging system in order to improve indexes of engine performance limited due to reduction of engine displacement. Application of the adequate supercharging system simultaneously increases the thermal and mechanical loads on the combustion engine systems, imposing on them increased requirements in terms of durability [2].

The reduction of the engine displacement by deactivating the cylinders characterizes the other – dynamic – type of downsizing [1]. It was applied in a few cases and mainly concerned the multi-cylinder engines ( $i \geq 6$ ). Up to now it has been thought that the use of this type of downsizing is justified in engines with significant engine displacement, however the cylinder deactivation systems are also used e.g. in 4-cylinder engines installed in passenger cars [8].

większe  $p_e$  lub  $e_c$ , a około połowa z nich ma większe oba wskaźniki.

Tendencja konstruowania silników z zastosowaniem downsizingu jest widoczna w zwiększaniu mocy z jednostki objętości silnika. Zwiększanie mocy silnika powoduje również skutki w postaci zwiększonego momentu obrotowego (reprezentowanego przez  $p_e$ ). Analiza wskaźników pracy silników czterocyndrowych wskazuje na możliwości zwiększania mocy jednostkowej bez zwiększania wysilenia silnika (zróżnicowane objętości skokowe silników stanowiły o mocach jednostkowych i zbliżonych wartościach  $p_e$ ). W silnikach trzycylindrowych tendencja ta jest proporcjonalna: wraz ze zwiększeniem mocy jednostkowej następuje zwiększenie wysilenia silnika.

## 5. Downsizing silników spalinowych

### 5.1. Podział downsizingu

Obecnie możliwe jest wyróżnienie dwóch typów downsizingu: statycznego lub dynamicznego [1, 14, 16]. Pierwszy z nich polega na zmniejszeniu wymiarów silnika przez ograniczenie objętości skokowej (realizowanej przez zmniejszenie liczby cylindrów). Metoda ta powoduje oszczędności w zakresie zużycia paliwa do 20%. Nieodłącznym elementem downsizingu statycznego jest odpowiedni system doładowania silnika powodujący zwiększenie wskaźników pracy silnika, ograniczonych przez zmniejszenie jego objętości skokowej. Zastosowanie odpowiedniego systemu doładowania zwiększa równocześnie obciążenia cieplne i mechaniczne układów silnika spalinowego, stawiając mu coraz większe wymagania wytrzymałościowe [2].

Zmniejszenie objętości skokowej silnika przez odłączenie cylindrów to drugi typ downsizingu – dynamiczny [1]. Był on stosowany bardzo rzadko i dotyczył głównie silników wielocyndrowych ( $i \geq 6$ ). Dotychczas uważano, że jego stosowanie jest celowe w silnikach o dużych objętościach skokowych, jednak systemy wyłączania cylindrów znajdują zastosowanie m.in. w silnikach czterocyndrowych montowanych w samochodach osobowych [8].

## 5.2. Mathematical description of downsizing

Currently the concept of downsizing index  $D_V$  is defined as the ratio of the difference in basic engine displacement ( $V_{podst}$ ) and the engine displacement after downsizing ( $V_{down}$ ) to the basic engine displacement ( $V_{podst}$ ):

$$D_V = \frac{V_{podst} - V_{down}}{V_{podst}} \quad (4)$$

Formula (4) only gives information about the degree of engine displacement reduction. However, there is no information about the change in effective pressure ( $p_e$ ) of the engine after downsizing. Effective pressure  $p_e$  is defined as:

$$p_e = \frac{N_e \cdot \tau}{V_{ss} \cdot n} \quad (5)$$

where  $N_e$  – is engine power at a given operating point,  $V_{ss}$  – is engine displacement,  $n$  – is the engine speed,  $\tau$  is the periodicity of combustion engine operation.

Use of formula (5) makes it possible to obtain information on the power/displacement ratio of the combustion engine after downsizing. It is therefore possible to define index of downsizing of the effective pressure ( $D_p$ ) as a ratio of the difference of average effective pressure of engine after downsizing ( $p_{e\_down}$ ) and before downsizing ( $p_{e\_podst}$ ) to the effective pressure of the engine after downsizing ( $p_{e\_down}$ ):

$$D_p = \frac{p_{e\_podst} - p_{e\_down}}{p_{e\_down}} \quad (6)$$

The values of the index obtained are within the range of positive and negative numbers. This means that regardless of the engine design,  $D_p$  values are limited within a certain range of changes. This is important when comparing engine designs.

However, replacing the two above-mentioned indexes with one, indicating the actual benefits arising from the use of downsizing, seems to be a better solution. The resulting downsizing value was proposed as the geometric resultant value:

$$D = \sqrt{D_V^2 + D_p^2} \quad (7)$$

Acceptance of such index means that the target (asymptomatic) value of the downsizing index is  $D = 1$ , which in case of engines is not possible to obtain (Fig. 7a). This ensues from the inability to achieve value of one by any of the two downsizing indexes: engine displacement or effective pressure.

Indexes  $D_V$  and  $D_p$  obtain values below one. It may happen that the  $D_p$  index takes value of zero (then  $D = D_V$ ). There are cases when both indicators take negative values. Negative values of the index of engine displacement downsizing mean that there has been an increase of the engine displacement. It might be accompanied by increase or decrease of the effective pressure. Such cases are shown in Figure 9b.

## 5.2. Matematyczny opis downsizingu

Obecnie używa się pojęcia wskaźnika downsizingu  $D_V$  zdefiniowanego jako stosunek różnicy objętości skokowej silnika bazowego ( $V_{podst}$ ) i objętości skokowej silnika po downsizingu ( $V_{down}$ ) do objętości skokowej silnika bazowego ( $V_{podst}$ ) – wzór (4).

Wyrażenie (4) pozwala jedynie na uzyskanie informacji o stopniu ograniczenia objętości skokowej silnika. Brak jest natomiast informacji o zmianie ciśnienia użytecznego ( $p_e$ ) silnika poddanego downsizingowi. Ciśnienie użyteczne  $p_e$  zdefiniowane jest jako (5), gdzie:  $N_e$  – moc silnika w danym punkcie pracy,  $V_{ss}$  – objętość skokowa silnika,  $n$  – prędkość obrotowa silnika,  $\tau$  – cykliczność pracy silnika spalinowego.

Wykorzystanie zapisu (5) pozwala na uzyskanie informacji dotyczącej wysilenia silnika spalinowego po downsizingu. Możliwe jest więc podanie wskaźnika downsizingu ciśnienia użytecznego ( $D_p$ ) jako stosunku różnicy średniego ciśnienia użytecznego silnika po downsizingu ( $p_{e\_down}$ ) i przed nim ( $p_{e\_podst}$ ) do ciśnienia użytecznego silnika po downsizingu ( $p_{e\_down}$ ) – wzór (6).

Wartości uzyskanego wskaźnika znajdują się w zakresie liczb dodatnich oraz ujemnych. Oznacza to, że niezależnie od konstrukcji silnika wielkość  $D_p$  przyjmuje wartości z określonego przedziału. Ma to znaczenie przy porównywaniu konstrukcji silników między sobą.

Lepszym wskaźnikiem wydaje się jednak zastąpienie dwóch powyższych jednym, wskazującym na rzeczywiste korzyści wynikające ze stosowania downsizingu. Wartość wynikowego downsizingu zaproponowano jako geometryczną wielkość wypadkową (7). Takie przyjęcie wskaźnika oznacza, że docelową (asymptotyczną) wartością wskaźnika downsizingu jest  $D = 1$ , która dla silników nie jest możliwa do uzyskania (rys. 9a). Wynika to z braku możliwości osiągnięcia jedności przez dowolny z dwóch wskaźników downsizingu: objętości lub ciśnienia użytecznego.

Wskaźniki  $D_V$  oraz  $D_p$  przyjmują wartości poniżej jedności. Może się zdarzyć, że wskaźnik  $D_p$  przyjmie wartość równą zero (wtedy  $D = D_V$ ). Istnieją przypadki, że oba wskaźniki przyjmą wartości ujemne. Wartości ujemne wskaźnika downsizingu objętościowego oznaczają, że nastąpiło zwiększenie objętości skokowej silnika. Może temu towarzyszyć zwiększenie lub zmniejszenie ciśnienia użytecznego. Przykładki takie przedstawiono na rysunku 9b.

## 5.3. Downsizing statyczny

Jak podano w rozdz. 5.1, downsizing statyczny polega na ograniczeniu wymiarów i objętości skokowej silnika, co realizuje się m.in. przez zmniejszenie liczby cylindrów. Duże znaczenie ma zastosowanie układów doładowania, dzięki którym możliwe jest zachowanie wskaźników pracy na niezmiennym poziomie. Prowadzi to do wzrostu wysilenia konstrukcji. Rysunek 10 przedstawia składowe wskaźników downsizingu dla rozpatrywanych jednostek napędowych.

Z analizy rysunku 10 wynika, iż poszczególne jednostki napędowe realizują przedmiotową koncepcję w odmienny sposób. Osiągnięcie danej wartości wskaźnika downsizingu może nastąpić zarówno przez znaczne ograniczenie objętości

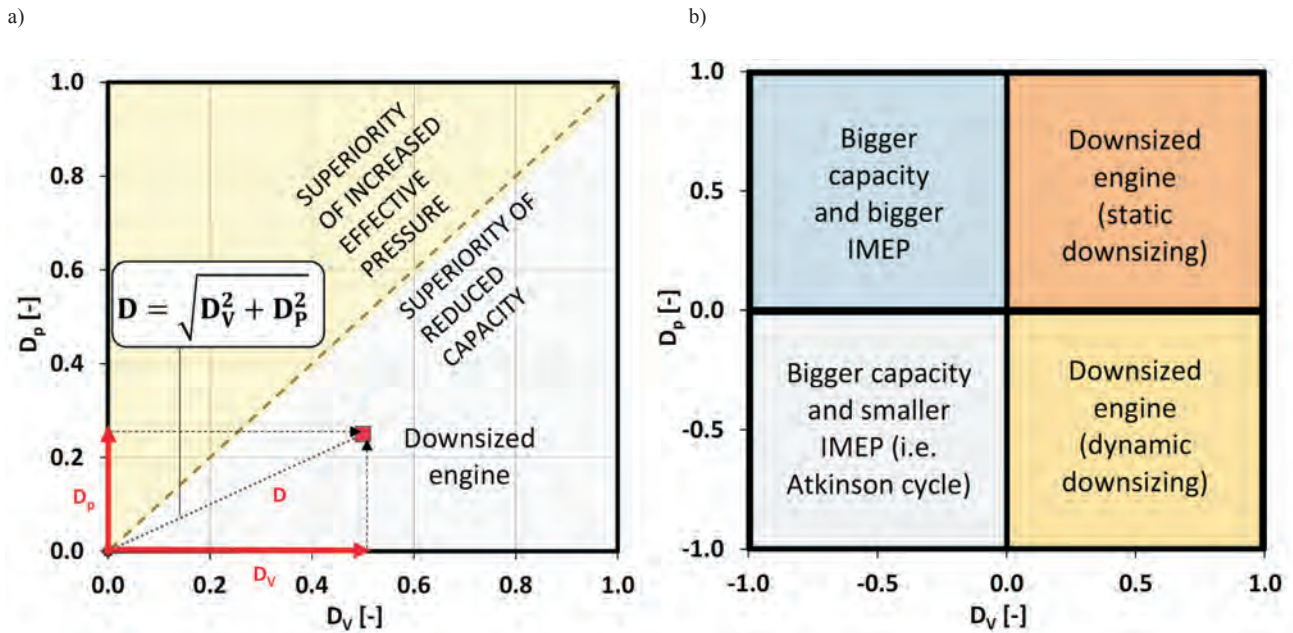


Fig. 9. Graphical way to determine the downsizing index (a) and its localization on the downsizing axes (b)

Rys. 9. Graficzny sposób wyznaczenia wskaźnika downsizingu (a) oraz jego umiejscowienie na osiach downsizingu (b)

### 5.3. Static downsizing

As mentioned in point 5.1, the static downsizing involves reduction of engine dimensions and engine displacement e.g. by reducing the number of cylinders. Of utmost importance is the use of supercharging systems so that it is possible to maintain the working parameters unchanged. This leads to an increase of power/displacement ratio for engine design. Figure 10 shows the components of downsizing indexes for the considered drive units.

Figure 10 shows that particular drive units implement the subject concept in a different way. Reaching a given value of downsizing can be carried out both by the significant reduction in the engine displacement at negligible growth of the power/displacement ratio (VW engines) and by a significant increase in the average effective pressure (and therefore of the downsizing index value of  $D_p$ ) at relatively small reduction in the engine displacement (engine design by Renault). The limiting criterion of the components of the total downsizing index for a given design is an inclination angle of the straight line going through the origin of coordinates and a point defined by coordinates ensuing from the values of component indexes.

### 5.4. Dynamic downsizing

Dynamic downsizing, that is deactivation of cylinders, is implemented in multi-cylinder and 4-cylinder engines. Figure 11 shows ways of deactivating cylinders during engine operation. In the engines of W type (e.g. W12 by VW) it is possible to deactivate one of the cylinder banks (during operation of the 6-cylinder engine), in 8-cylinder engines are deactivated cylinders 2, 3, 5 and 8. In 6-cylinder engines it is possible to deactivate the combination of cylinder banks or only two cylinders. In the 4-cylinder engines the second and third cylinders are deactivated.

skokowej silnika przy niewielkim wzroście wysilenia (silniki firmy VW), jak i przez znaczne zwiększenie średniego ciśnienia użytecznego (a zatem i wartości wskaźnika downsizingu  $D_p$ ) przy niewielkiej redukcji objętości skokowej

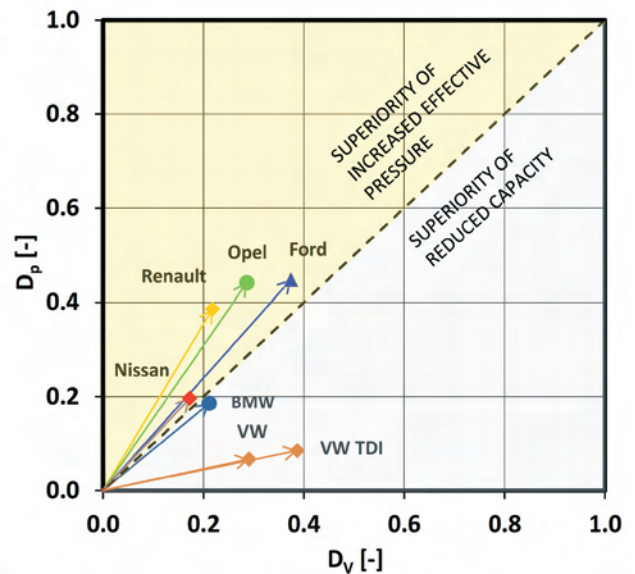


Fig. 10. The components of the total downsizing index for the considered engines

Rys. 10. Składowe całkowitego wskaźnika downsizingu rozpatrywanych silników

silnika (konstrukcja firmy Renault). Kryterium granicznym składowych całkowitego wskaźnika downsizingu danej konstrukcji jest kąt nachylenia prostej przechodzącej przez początek układu i punkt opisany współrzędnymi wynikającymi z wartości wskaźników składowych.

Disabling cylinders in all types of presented engines starts with disabling ignition and fuel injection. The combustion chamber contains air that is trapped inside due to lack of opening and closing of the valves. These valves are closed by electromagnetically operated levers cooperating with appropriate cams on the camshaft.

An example of a modern design is Audi A3 fitted with 1.4 TFSI engine with system of cylinder deactivation, in which the average fuel consumption amounts to  $4.7 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . In the NEDC test the use of the cylinder deactivation system resulted in fuel consumption reduced by approximately  $0.4 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . Change in the driving style also enabled achieving 20% savings in fuel consumption [8, 20]. The use of this engine in the Volkswagen Polo GT driving at a constant speed of 50 kph on the third or fifth gear enables to reduce fuel consumption by approximately  $1 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . When driving at a speed of 70 kph on the fifth gear with enabled system of cylinder deactivation the fuel consumption is reduced by  $0.7 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$  [8, 20].

In the 8-cylinder engine the system of cylinder deactivation (called AMG Cylinder Management) deactivates the second, third, fifth and eighth cylinder. The cylinder deactivation feature is available for a wide range of engine speeds: 800 rpm to 3600 rpm. In 4-cylinder engine operation mode (V4), it enables obtaining up to  $230 \text{ N}\cdot\text{m}$ . For the engine speed of 3600 rpm the cylinder activation does not last longer than 30 ms [9, 20]. The cylinder deactivation system is dependent on 16 hydraulic actuators placed in heads, disabling opening of the deactivated valves.

Having the specific characteristics of the engine performance and the engine operating areas during cylinders deactivation and on the basis of formulas (4)–(7) were determined indexes of the dynamic downsizing (Fig. 12). The analysis of the obtained indexes showed a substantial reduction in engine displacement – which was associated

#### 5.4. Downsizing dynamiczny

Downsizing dynamiczny, czyli deaktywacja cylindrów, jest realizowany w jednostkach wielocylindrowych oraz w silnikach czterocylindrowych. Na rysunku 11 przedstawiono sposoby wyłączania cylindrów podczas pracy silnika. W silnikach typu W (np. W12 firmy VW) możliwe jest wyłączenie jednego z rzędu cylindrów (praca silnika 6-cylindrowego), w silnikach 8-cylindrowych wyłączeniu ulegają cylindry 2, 3, 5 oraz 8. W silnikach 6-cylindrowych możliwa jest kombinacja wyłączenia rzędu cylindrów, a także tylko dwóch cylindrów. W silnikach 4-cylindrowych wyłączeniu podlegają cylindry drugi i trzeci.

Deaktywacja cylindrów we wszystkich typach przedstawionych silników rozpoczyna się od wyłączenia zapłonu i wtrysku paliwa. Komora spalania zawiera powietrze, które zostaje w niej zamknięte w wyniku braku otwierania i zamykania zaworów. Zawory te są zamknięte przez elektromagnetycznie uruchamiane dźwignie współpracujące z odpowiednimi krzywkami na wałku rozrządu.

Przykładem nowoczesnej konstrukcji może być Audi A3 wyposażone w silnik 1.4 TFSI z układem deaktywacji cylindrów, które uzyskuje średnie zużycie w paliwa na poziomie  $4,7 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . W teście NEDC, wykorzystując system deaktywacji, uzyskano ograniczenie zużycia o około  $0,4 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . Zmiana stylu jazdy umożliwiła osiągnięcie 20% oszczędności zużycia paliwa [8, 20]. Zastosowanie tego silnika w Volkswagene Polo GT przy stałej prędkości jazdy 50 km/h na trzecim lub piątym biegu pozwala na ograniczenie zużycia paliwa o około  $1 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . Podczas jazdy z prędkością 70 km/h na piątym biegu z aktywnym systemem wyłączania cylindrów uzyskuje się ograniczenie zużycia paliwa o  $0,7 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$  [8, 20].

W silniku 8-cyl. układ deaktywacji cylindrów (nazywany AMG Cylinder Management) wyłącza drugi, trzeci, piąty i ósmy cylinder. Funkcja wyłączania cylindrów dostępna jest w szerokim zakresie prędkości obrotowej: od 800 obr/min do 3600 obr/min. W trybie pracy silnika czterocylindrowego (V4) pozwala on na uzyskanie momentu obrotowego o wartości do  $230 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Przy prędkości obrotowej 3600 obr/min aktywacja cylindrów nie trwa dłużej niż 30 ms [9, 20]. Za deaktywację cylindrów odpowiada system szesnastu hydraulicznych elementów wykonawczych umieszczonych w głowicach, uniemożliwiających otwieranie zaworów wyłączonych cylindrów.

Mając określone charakterystyki pracy silnika oraz pola pracy silnika podczas deaktywacji cylindrów, wyznaczono na podstawie wzorów (4)–(7) wskaźniki downsizingu dynamicznego (rys. 12).

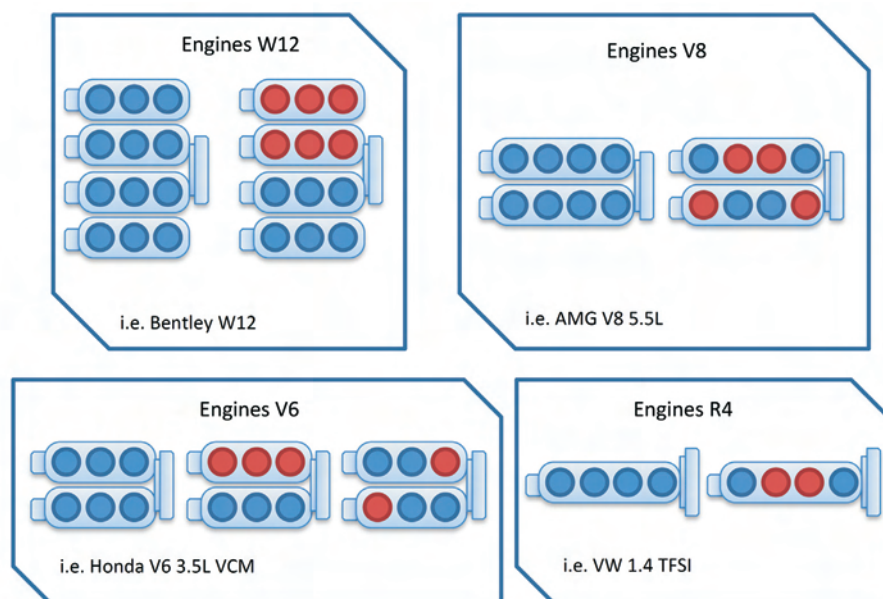


Fig. 11. Systems of dynamic downsizing in combustion engines [8, 9, 13, 24]

Rys. 11. Systemy downsizingu dynamicznego w silnikach spalinowych [8, 9, 13, 24]

with deactivation of some cylinders. In this case the indexes of effective pressure downsizing ( $D_p$ ) obtained values below zero. This shows a reduction of effective pressure in these engines. Negative values allow for a broader interpretation of the dynamic downsizing, showing that it is not possible to achieve higher values of the engine  $p_e$  when some of the cylinders are deactivated. This means that during dynamic downsizing the obtained values of  $D_p$  should be less than zero. The equation defining the value of downsizing  $D$  is the root of the sum of the squares, so the sign in this case is of no actual importance.

In both analyzed cases the indexes of effective pressure downsizing obtained values below zero,  $D_p = -0.25$  (VW engine) and  $D_p = -0.17$  (Mercedes AMG engine) respectively. Taking these results into account in the total downsizing index the value of  $D = 0.56$  for VW 1.4 TFSI engine is obtained. In case of the AMG engine the value of downsizing index amounted to  $D = 0.53$ .

Analiza uzyskanych wskaźników pozwala na stwierdzenie znacznego zmniejszenia objętości – co wynika z wyłączenia części cylindrów z pracy. W tym przypadku uzyskano wskaźniki downsizingu ciśnienia użytecznego ( $D_p$ ) o wartościach poniżej zera. Świadczy to o zmniejszeniu ciśnienia użytecznego tych silników. Wartości ujemne umożliwiają szerszą interpretację downsizingu dynamicznego, z którego wynika, że nie jest możliwe otrzymanie większych wartości  $p_e$  silnika podczas częściowego wyłączenia cylindrów z pracy. Oznacza to, że podczas downsizingu dynamicznego uzyskiwane wartości  $D_p$  będą mniejsze od zera. Równanie wyznaczające wartość downsizingu  $D$  jest pierwiastkiem z sumy kwadratów, więc znak nie odgrywa tu istotnej roli.

W obu analizowanych przypadkach uzyskano wskaźnik downsizingu ciśnienia użytecznego poniżej zera:  $D_p = -0,25$  (silnik VW) oraz  $D_p = -0,17$  (silnik Mercedesa AMG). Uwzględnienie tych wyników w całkowitym wskaźniku downsizingu pozwala na uzyskanie wartości  $D = 0,56$  dla

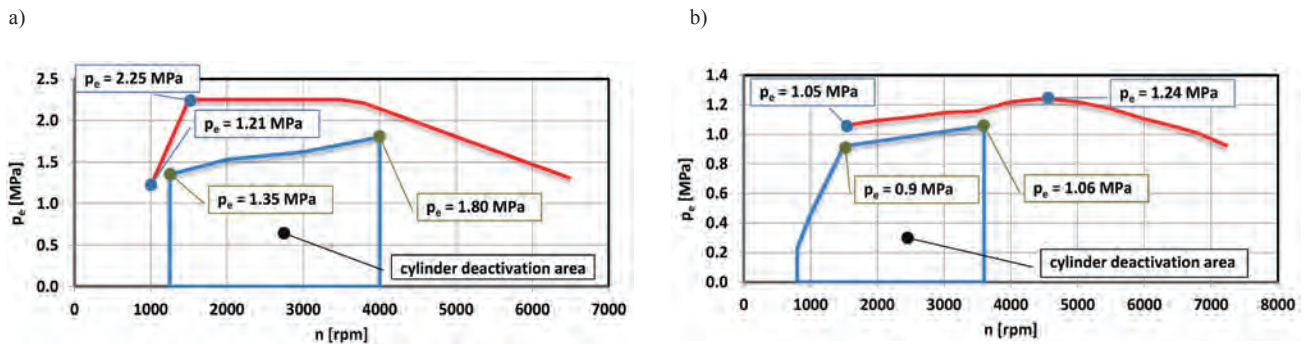


Fig. 12. The characteristics of the engines with cylinder deactivation system as examples of dynamic downsizing: a) 1.4 TFSI from VW, b) AMG V8 5.5 L [8, 9]

Rys. 12. Charakterystyki silników z deaktywacją cylindrów jako przykłady downsizingu dynamicznego: a) 1.4 TFSI firmy VW, b) AMG V8 5.5 L [8, 9]

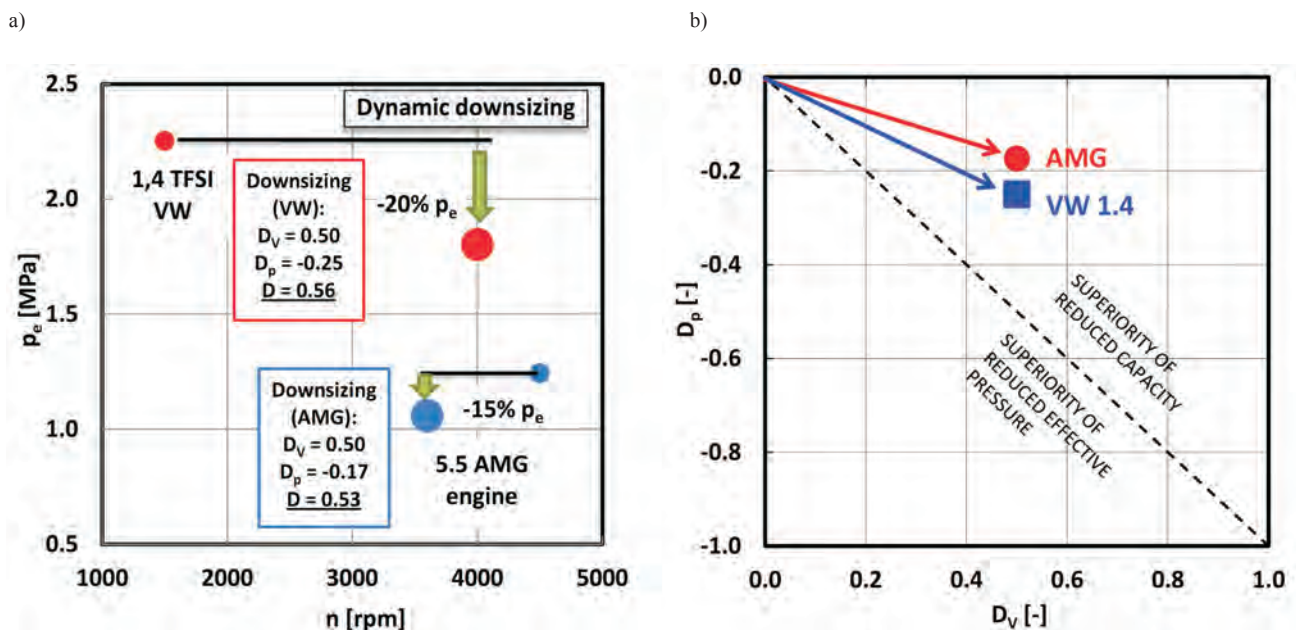


Fig. 13. Dynamic downsizing indexes: a) against the speed characteristics, b) against component coordinates of downsizing

Rys. 13. Wskaźniki downsizingu dynamicznego: a) na charakterystyce prędkościowej, b) we współrzędnych składowych downsizingu

The data analysis for dynamic downsizing shows that the resultant indexes appear in the bottom right part of the nomogram shown in Figure 13a. This area has been additionally defined in Figure 13b, which takes into consideration the areas with an increased share of volumetric downsizing and areas with reduced values of effective pressure.

## 6. Summary

The most significant growth of effective pressure resulting from downsizing is observed for turbo-charged 3-cylinder engines replacing the normally aspirated engines. The largest increments for this parameter were observed for engines: BMW 1.5 DI TwinPower Turbo engines (increase of  $p_e$  by 47%), Opel 1.0 SIDI (78%), Ford EcoBoost (81%) and Renault 0.9 Turbo MPI (63%). There can be also observed flatter characteristics of the effective pressure. This shows that the reduction on the number of cylinders does not adversely affect the obtained values of performance indexes. In most cases, the 3-cylinder engines obtain higher values of performance indexes compared to their 4-cylinder predecessors. Due to this the 3-cylinder engines have much higher power/displacement ratio.

Analyzing areas assigned to particular downsizing solutions (Fig. 14) it might be observed that in case of static downsizing it is possible to achieve a particular value of downsizing index through significant reduction in the engine displacement at negligible growth of the power/displacement ratio, as well as by a significant increase in the average effective pressure at relatively small reduction in the engine displacement. In case of dynamic downsizing obtaining particular values of downsizing index is possible by a substantial reduction in engine displacement – which is associated with deactivation of some cylinders. The obtained indexes of downsizing of the effective pressure below zero indicate reduction in effective pressure for the analyzed engines. Negative values allow for a broader interpretation of the dynamic downsizing, showing that it is not possible to achieve higher values of the engine  $p_e$  during partial deactivation of some cylinders.

The presented methods of determining downsizing (defined in previous

silnika VW 1.4 TFSI. Dla silnika AMG uzyskano wartość wskaźnika downsizingu  $D = 0,53$ .

Analiza danych dotyczących downsizingu dynamicznego wskazuje na występowanie wynikowych wskaźników w dolnej prawej części nomogramu przedstawionego na rysunku 13a. Obszar ten został zdefiniowany na rysunku 13b, gdzie uwzględniono dodatkowo podział na obszary o zwiększonym udziale downsizingu objętościowego oraz o zmniejszonej wartości ciśnienia użytecznego.

## 6. Zakończenie

Największy przyrost ciśnienia użytecznego w wyniku zastosowania downsizingu zauważalny jest dla turbodoładowanych silników trzycylindrowych zastępujących silniki wolnossące. Największe wartości przyrostu tego parametru dotyczą silników: BMW 1.5 DI TwinPower Turbo (zwiększenie  $p_e$  o 47%), Opel 1.0 SIDI (78%), Ford EcoBoost (81%) oraz Renault 0.9 Turbo MPI (63%). Zauważalny jest także bardziej płaski przebieg wartości ciśnienia użytecznego. Wynika z tego, iż ograniczenie liczby cylindrów nie wpływa negatywnie na osiągane wartości wskaźników pracy. W większości silniki trzycylindrowe mają większe wartości wskaźników pracy od swoich czterocylindrowych poprzedników. Powoduje to, iż silniki trzycylindrowe są znacznie bardziej wysilone.

Analizując obszary przypisane poszczególnym rozwiązaniom downsizingu (rys. 14), można stwierdzić, iż w odniesieniu do downsizingu statycznego możliwe jest uzyskanie określonej wartości wskaźnika downsizingu przez znaczne ograniczenie objętości skokowej silnika, przy niewielkim wzroście wysilenia, oraz przez wyraźne zwiększenie średniego ciśnienia użytecznego przy niewielkiej redukcji jego objętości skokowej. Natomiast dla downsizingu dynamicznego uzyskanie określonych wartości wskaźników downsizingu jest możliwe przez znaczne zmniejszenie objętości – co wynika z wyłączenia części cylindrów z pracy. Uzyskane wskaźniki downsizingu ciśnienia użytecznego o wartościach poniżej zera świadczą o zmniejszeniu ciśnienia użytecznego dla analizowanych silników. Wartości ujemne umożliwiają szerszą interpretację downsizingu dynamicznego, z którego wynika, że nie jest możliwe otrzymanie wartości  $p_e$  większych podczas częściowego wyłączenia cylindrów z pracy.

Przedstawione sposoby określania downsizingu (zdefiniowanego we wcze-

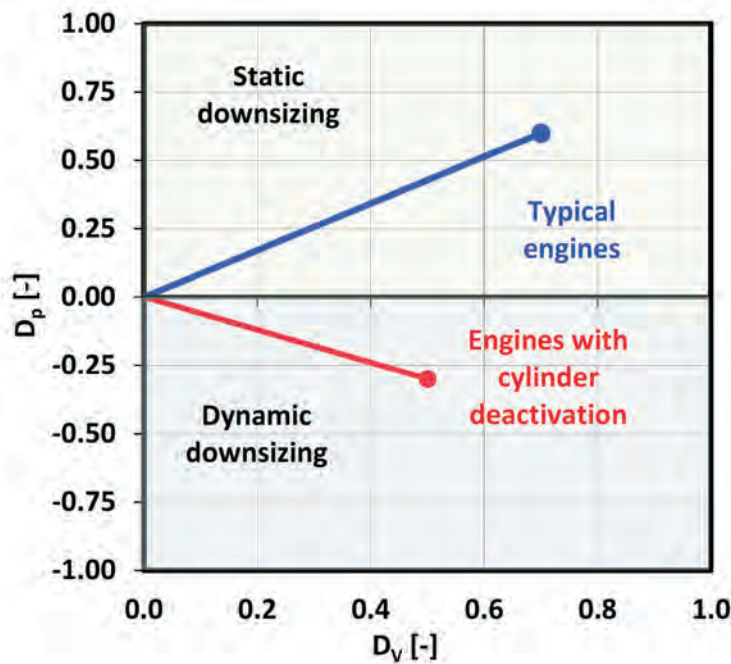


Fig. 14. Areas assigned to particular downsizing solutions including characteristic values

Rys. 14. Obszary przypisane poszczególnym rozwiązaniom downsizingu wraz z charakterystycznymi wielkościami

works of other authors) have been currently extended by mathematical and graphical dependencies. Such an approach significantly increases the possibility of utilizing downsizing in works on improvement of engine designs.

*This article was financially supported within the project "Engineer of the Future. Improving the didactic potential of the Poznan University of Technology" - POKL.04.03.00-00-259/12, implemented within the Human Capital Operational Programme, co-financed by the European Union within the European Social Fund.*

śniejszych pracach różnych autorów) obecnie rozszerzono o matematyczne i graficzne zależności. Postępowanie takie znacznie zwiększa możliwości zastosowania downsizingu do prac konstrukcyjnych związanych z doskonaleniem konstrukcji silnikowych.

*Publikacja powstała w ramach realizacji projektu "Inżynier Przyszłości. Wzmocnienie potencjału dydaktycznego Politechniki Poznańskiej.", nr POKL.04.03.00-00-259/12, współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego.*

## Bibliography/Literatura

- [1] Brzeżański M., Śliwiński K.: Downsizing – nowy kierunek rozwoju silników samochodowych. *Combustion Engines*. 2004, 119(2), 3–11, ISSN-0138-0346.
- [2] Bueschke W., Czajka J., Pielecha I., Cieślak W., Borowski P., Wislocki K.: Doładowanie zakresowe nowoczesnych silników spalinowych. *Logistyka* 3/2013, 849-857, ISSN 1231-5478.
- [3] Cieślak W., Borowski P., Pielecha I., Bueschke W., Czajka J., Wislocki K.: Systemy recyrkulacji spalin we współczesnych konstrukcjach silnikowych. *Logistyka* 3/2013, 1118-1127, ISSN 1231-5478.
- [4] EEA Report CO<sub>2</sub> emissions performance of car manufacturers in 2012. [www.eea.europa.eu](http://www.eea.europa.eu). Publikacja danych 30.10.2012.
- [5] Friedfeldt R., Zenner T., Ernst R., Fraser A.: Three-cylinder gasoline engine with direct injection. *AutoTechnology Edition*. 2012, 73(5), 4-11.
- [6] [int.smart.com](http://int.smart.com) (dated 5.02.2014).
- [7] [media.gm.com](http://media.gm.com) (dated 19.02.2014).
- [8] Middendorf H., Theobald J., Lang L., Hartel K.: Der 1,4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung. *Motortechnische Zeitschrift*. 2012, 73(3), 186-193.
- [9] [m.mercedes-amg.com/pdf/eng/road\\_to\\_sustainability\\_en.pdf](http://m.mercedes-amg.com/pdf/eng/road_to_sustainability_en.pdf) (dated 10.02.2014).
- [10] Pielecha I.: Modeling of gasoline fuel spray penetration in SIDI engines. *International Journal of Automotive Technology*. 15(1), 47-55, 2014, doi:10.1007/s12239-014-0005-y.
- [11] Pielecha I., Cieślak W., Borowski, Czajka J., Bueschke W.: The development of combustion engines for hybrid drive systems. *Combustion Engines*. 2014, 158(3), 23-35. ISSN 2300-9896.
- [12] Reulein C., Schünemann E., Schwarz C., Wetzel M.: Thermodynamics of the BMW three-cylinder engine. *MTZ Worldwide Edition*. 2013, 5, 4-9.
- [13] Senapati U., McDevitt I., Hankinson A.: Vehicle refinement challenges for a large displacement engine with cylinder deactivation capability. *SAE Technical Paper* 2011-01-1678, 2011. doi:10.4271/2011-01-1678.
- [14] Sroka Z.: Some aspects of thermal load and operating indexes after downsizing for internal combustion engine. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2012 110(1), 51-58, doi: 10.1007/s10973-011-2064-x.
- [15] The Road Ahead, BorgWarner, 03.2012, [www.borgwarner.com](http://www.borgwarner.com) (dated 26.02.2014).
- [16] Weissbäck M., Howlett M., Ausserhofer N., Krapf S. The efficiency engine – cost-effective alternative to downsizing. *Combustion Engines*. 2012, 149(2), 3-9, ISSN-0138-0346.
- [17] [www.atzonline.com](http://www.atzonline.com) (dated 26.02.2014).
- [18] [www.ford.com](http://www.ford.com) (dated 14.02.2014).
- [19] [www.gmpowertrain.com](http://www.gmpowertrain.com) (dated 8.02.2014).
- [20] [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com) (dated 6.02.2014).
- [21] [www.mahle-powertrain.com](http://www.mahle-powertrain.com) (dated 10.03.2014).
- [22] [www.psa-peugeot-citroen.com](http://www.psa-peugeot-citroen.com) (dated 25.02.2014).
- [23] [www.renault.com](http://www.renault.com) (dated 21.02.2014).
- [24] [www.team-bhp.com](http://www.team-bhp.com) (dated 03.02.2014).
- [25] [www.toyota-global.com](http://www.toyota-global.com) (dated 10.02.2014).

Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of 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)



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

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

e-mail: [wojciech.m.cieslik@doctorate.put.poznan.pl](mailto:wojciech.m.cieslik@doctorate.put.poznan.pl)



Przemysław Borowski, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Przemysław Borowski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl](mailto:przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl)



Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

*Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jakub.czajka@put.poznan.pl](mailto:jakub.czajka@put.poznan.pl)



Wojciech Bueschke, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

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

e-mail: [wojciech.e.bueschke@doctorate.put.poznan.pl](mailto:wojciech.e.bueschke@doctorate.put.poznan.pl)



## The influence of applying a layer of carbon nanotubes on the piston bearing surface on friction losses

*The paper presents results of testing the resistance to motion of pistons whose bearing surface was coated with a layer of carbon nanotubes (CNTs). A part of this paper was devoted to the problems of applying a layer of nanotubes on the surface of an aluminum alloy, which is the most common material used for pistons. Obtaining a layer of nanotubes of a very narrow margin of tolerance was a difficult technological problem to overcome. A standard process of growing a layer of nanotubes leads to corrosion damage of the side surface of pistons; therefore, new technologies were developed which allow for obtaining a permanent layer of nanotubes less than 5 microns thick. Pistons with the bearing surface coated with a layer of nanotubes were mounted to the engine, and then measurements of the moment of momentary resistance to motion were performed. Also capturing phases of the engine work cycles in which the layer of nanotubes gives the best results seems to be possible. At present, long-term research is being carried out in order to determine the degree of the risk of exfoliation of the layer of CNT under the conditions of high mechanical and thermal loads.*

Key words: combustion engine, friction losses, carbon nanotubes

### Wpływ zastosowania warstwy nanorurek węglowych na powierzchni nośnej tłoka na straty tarcia

*W artykule przedstawiono wstępne wyniki badań oporów ruchu tłoków pokrytych warstwą nanorurek węglowych. Część opracowania poświęcono również problemom nakładania warstwy nanorurek na powierzchni stopu aluminium. Uzyskanie warstwy nanorurek o bardzo wąskim polu tolerancji stanowiło trudny do rozwiązania problem technologiczny. Standardowy proces syntezy warstwy nanorurek prowadzi do korozyjnego uszkodzenia powierzchni bocznej tłoków, dlatego zostały opracowane nowe technologie pozwalające uzyskać trwałą warstwę nanorurek o grubości od kilkunastu do kilkudziesięciu mikrometrów. Tłoki o powierzchniach bocznych pokrytych warstwą nanorurek zamontowano do silnika o napędzie zewnętrznym, a następnie wykonano pomiary momentu chwilowych oporów ruchu, co umożliwiło wskazanie tych faz cykli pracy silnika, w których warstwa nanorurek daje największe korzyści. Obecnie prowadzone są długotrwałe badania mające na celu wyeliminowanie niebezpieczeństwa zluszczenia się warstwy nanorurek w warunkach dużego obciążenia mechanicznego i termicznego.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, straty tarcia, nanorurki węglowe

### 1. Introduction

Since the invention of the piston combustion engine there has been research aimed at improving the parameters of work as well as durability of engine sets. In particular, it is the stability of surfaces of collaborating sets that determines the durability of the engine. The most obvious sets which are of our concern are piston-cylinder groups, slide bearings of the crankshaft and timing gear systems. In principle, all surfaces moving against each other are enriched to some extent. Most frequently the surface refinement is in the form of hardening or applying a layer of chromium or other materials ensuring good frictional properties. For the last several years there has been a quick development of the possibilities of surface refinement by applying a layer of nanotubes.

Coating surfaces of alloys as well as ceramics with a layer of nanotubes is a difficult process, but the authors of this paper have gained quite a considerable experience of carrying out such procedures [2].

The authors assume to achieve three main goals with the implementation of a layer of CNT on the piston bearing surface:

- reduction of friction losses,
- higher resistance to abrasive wear of mating elements,

### 1. Wstęp

Od czasu wynalezienia tłokowego silnika spalinowego prowadzone są działania zmierzające do poprawy parametrów jego pracy, a także trwałości zespołów silnika. O trwałości silnika decyduje wymiarowa i geometryczna niezmiennosc powierzchni współpracujących zespołów. Najbardziej oczywistymi zespołami, których ta uwaga dotyczy są: grupa tłokowo-cylindrowa, łożyska ślizgowe wału korbowego oraz układ rozrządu. W zasadzie wszystkie powierzchnie wzajemnie przemieszczające się są w jakimś stopniu uszlachetniane. Najczęściej uszlachetnianie powierzchni polega na hartowaniu lub nanoszeniu warstwy chromu albo innych materiałów, gwarantujących dobre właściwości tarciove. Od kilku lat bardzo szybko rozwijają się metody uszlachetniania powierzchni przez nanoszenie warstw nanomateriałów, np. nanorurek węglowych.

Pokrywanie powierzchni stopów aluminium, a także ceramiki warstwą nanorurek jest procesem trudnym, ale autorzy niniejszego artykułu osiągnęli już pewne doświadczenie w przeprowadzaniu tego rodzaju działań [2].

Realizacja innowacyjnej koncepcji wykorzystania pokryć nanorurkowych na powierzchni bocznej tłoka może prowadzić do trzech zasadniczych efektów:

- zmniejszenia strat tarcia,
- zwiększenia odporności powierzchni na zużycie ściernie,

– lower vibrations generated by the periodicity of a piston internal combustion engine cycle.

The specified goals do not have to occur simultaneously, and could also exclude themselves.

While achieving these goals, it is most important to develop the method of obtaining permanent, non-exfoliating layers of nanotubes bound to the base, that is the refined surface. Moreover, it is possible to embed an intermediate substance of good tribological properties, such as nanoparticles of platinum or molybdenum on the nanotubes surface.

## 2. Carbon nanotubes synthesis

The growth in the chemical vapor deposition process (CVD) allows to obtain Multiwalled Carbon Nanotubes (MWCNTs) on large surfaces, while achieving very good efficiency [1, 3, 6, 9, 10, 12, 13].

Conducting the CNT growth process while using the CVD technique, at the simultaneous use of a strong electric field, enables vertical growth of nanotubes [4, 5, 8, 11]. The vertical growth of nanotubes is shown in the Figure 1A, 1B and 1C, whereas the anisotropic growth of CNT is shown in Figure 1D.

Figure 2 shows a piston selected for testing, before it was coated with a layer of nanotubes. The same piston after applying a layer of carbon nanotubes on the bearing surface is presented in Figure 3.

– zmniejszenia drgań wywołanych cyklicznością pracy tłokowego silnika spalinowego, przy czym efekty te nie muszą występować jednocześnie, lecz mogą się wręcz wzajemnie wykluczać.

Podstawą uzyskania tych efektów jest jednak opracowanie metody uzyskiwania nieuszczających się warstw nanorurek trwale związanych z podłożem, czyli uszlachetnioną powierzchnią. Na powierzchni nanorurek może być dodatkowo osadzona substancja pośrednia o dobrych właściwościach tribologicznych; mogą to być między innymi nanocząstki platyny lub molibdenu.

## 2. Synteza nanorurek

Synteza nanorurek w procesie CVD (*Chemical Vapor Deposition*) umożliwia uzyskanie wielościennych nanorurek węglowych (MWCNT – *Multiwalled Carbon Nanotubes*) na dużych powierzchniach, przy jednoczesnym zapewnieniu bardzo dużej wydajności [1, 3, 6, 9, 10, 12, 13].

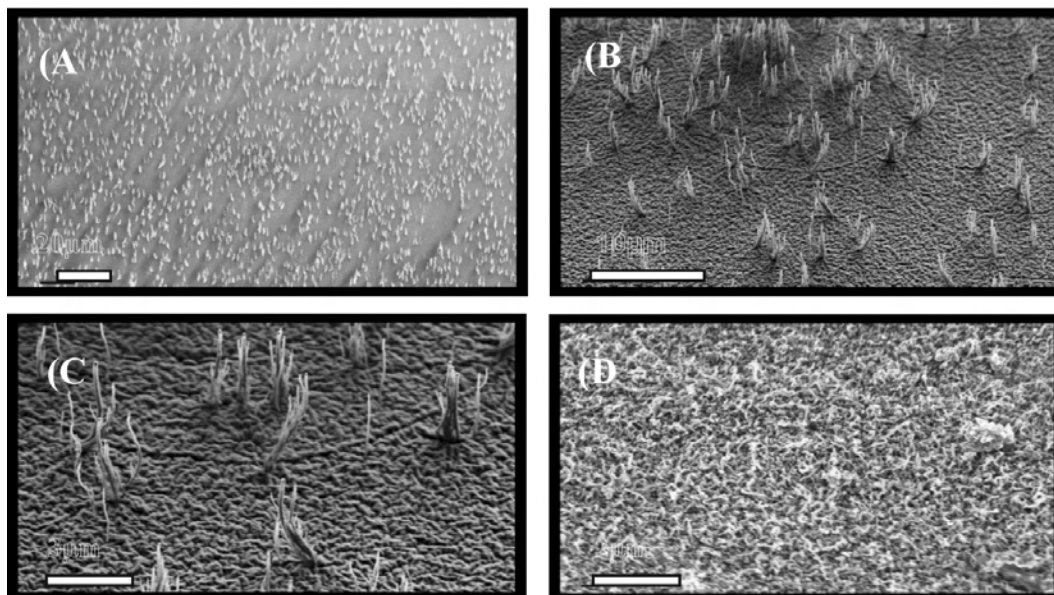


Fig. 1. Pictures from a scanning electron microscope (SEM) showing metal surface coated with CNTs [2]

Rys. 1. Obrazy ze skaningowego mikroskopu elektronowego przedstawiające powierzchnię metalową pokrytą nanorurkami węglowymi [2]



Fig. 2. Piston bearing surface before it was coated with CNT layer

Rys. 2. Powierzchnia nośna tłoka przeznaczonego do badań przed pokryciem warstwą nanorurek



Fig. 3. Piston bearing surface after coating with CNT layer

Rys. 3. Powierzchnia nośna tłoka przeznaczonego do badań po pokryciu powierzchni bocznej warstwą nanorurek

### 3. Friction tests results of pistons with CTN coating

The pistons presented in Figures 2 and 3 were mounted to the engine and then comparative tests of the resistance to motion torque were carried out. Test results for a factory piston are shown in Fig. 4, and for the piston coated with a layer of CNTs – in Figures 5, 6 and 7. The tags are the same for all of the following figures. The blue line, which is associated with the scale on the left side of the figure, represents the direct signal measurements. The course of torque, which is corrected by subtracting the harmonics which are not in the phase with the engine speed, is represented by the green line. The torque which is subtracted from the measured torque signal is represented by the red line. The scale for the courses represented by the green and red lines is placed on the right side of the Figures.

The course of torque shown in Figure 5 was obtained after 5 minutes of engine motion, following its assembly, while the course in Figure 6 presents the measurement results after 15 minutes of engine motion, and finally the course in Figure 7 – after 25 minutes. The tests were performed while adopting the temperature of the cooling medium at the level of 80 °C. Figure 8 presents the test bench for the measurement of the coupling of the combustion engine with the electric motor that drives it.

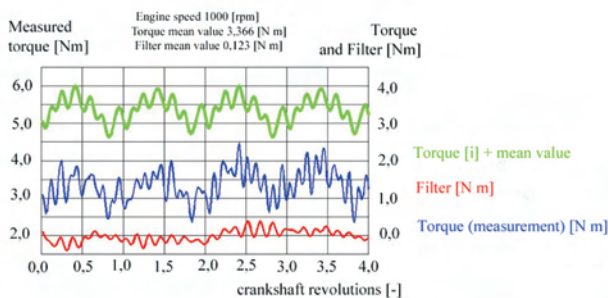


Fig. 4. The course of engine drive torque obtained for standard pistons after 10 hours of operation since its first run

Rys. 4. Przebieg momentu napędu silnika; przebiegi uzyskane dla tłoków standardowych po 10 godzinach pracy silnika

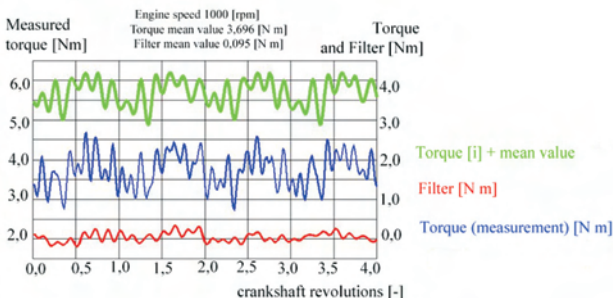


Fig. 6. The course of engine drive torque obtained for pistons with the CNT layer on the bearing surface after 15 minutes of engine operation since its first run

Rys. 6. Przebieg momentu napędu silnika; przebiegi uzyskane dla tłoków z warstwą nanorurek po 15 minutach pracy silnika

Przeprowadzenie procesu syntezy CVD, przy jednoczesnym zastosowaniu silnego pola elektrycznego, pozwala na pionowy wzrost nanorurek [4, 5, 8, 11], który przedstawiono na rys. 1A, B, C, natomiast wzrost anizotropowy na rys. 1D.

Na rysunku 2 przedstawiono tłok przeznaczony do badań przed pokryciem warstwą nanorurek, a na rys. 3 ten sam tłok po naniesieniu na powierzchni bocznej warstwy nanorurek.

### 3. Wyniki badań momentu oporów ruchu silnika spalinowego z tłokami pokrytymi nanorurkami

Tłoki przedstawione na rys. 2 i 3 zamontowano w silniku, a następnie przeprowadzono badania porównawcze momentu oporów ruchu. Wyniki pomiarów dla tłoka fabrycznego przedstawiono na rys. 4, natomiast dla tłoka pokrytego warstwą nanorurek węglowych – na rys. 5, 6 i 7. Na wszystkich tych rysunkach oznaczenia poszczególnych przebiegów są takie same. Linia niebieska, skojarzona ze skalą naniesioną po lewej stronie wykresu, przedstawia wyniki pomiaru bezpośredniego. Przebieg momentu skorygowanego przez odjęcie od wyników pomiaru tych harmonicznych, które nie są w fazie z prędkością obrotową silnika oznaczony jest linią zieloną, natomiast sumaryczny moment odjęty w wyniku korekcji od momentu zmierzonego pokazuje linia czerwona. Skala przebiegów naniesionych linią zieloną i czerwoną jest przedstawiona po prawej stronie rysunku.

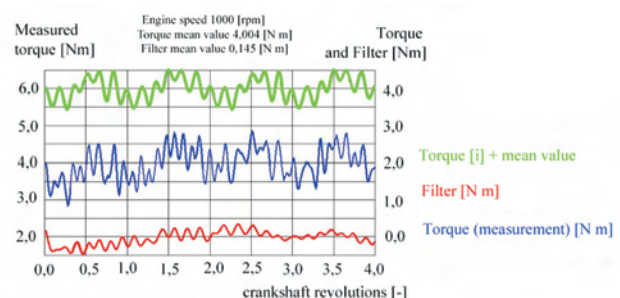


Fig. 5. The course of engine drive torque obtained for pistons with the CNT layer on the bearing surface after 5 minutes of engine operation since its first run

Rys. 5. Przebieg momentu napędu silnika; przebiegi uzyskane dla tłoków z warstwą nanorurek po 5 minutach pracy silnika

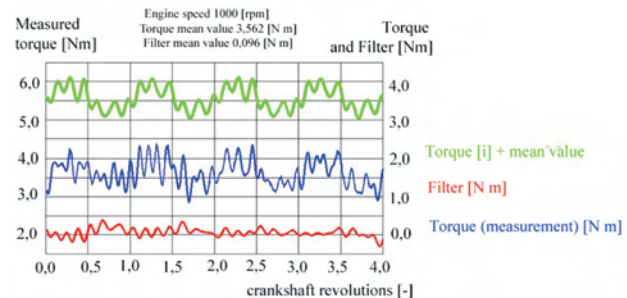


Fig. 7. The course of engine drive torque obtained for pistons with the CNT layer on the bearing surface after 25 minutes of engine operation since its first run

Rys. 7. Przebieg momentu napędu silnika; przebiegi uzyskane dla tłoków z warstwą nanorurek po 25 minutach pracy silnika

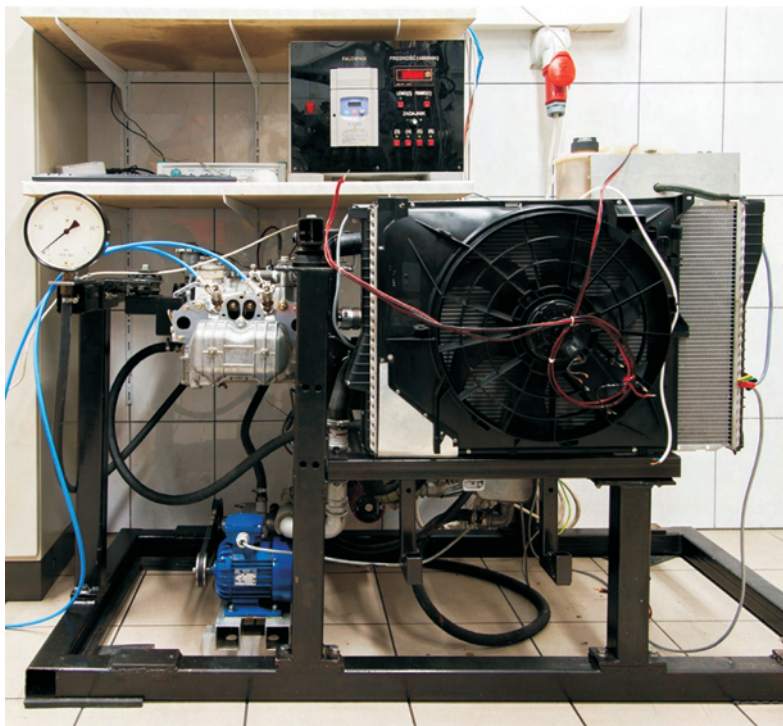


Fig. 8. General view on the test station for measuring the moment of coupling the internal combustion engine with the asynchronous electric motor that drives it

Rys. 8. Stanowiska do pomiaru momentu sprzężenia silnika spalinowego z napędzającym go asynchronicznym silnikiem elektrycznym

While building the test station, special attention was paid to ensure a stable temperature level of the cooling medium, which is necessary to capture the differences in internal frictional resistance generated by the tested engine for various pistons.

#### 4. Test results for pistons with improved CNT coating

Results presented in the previous chapter were obtained for the first batch of pistons with an experimental CNT layer coating. After the short test run, which took about 50 minutes, the engine was dismantled and it revealed a high degree of CNT coating wear. It was decided to develop the next batch of pistons with an improved CNT coating. The process of coating was modified, therefore, the CNT layer was thinner and simultaneously better bound to the native material of the piston. After assembling the engine with the new batch of pistons, the test was performed. The test consisted of measuring the external drive torque with keeping the engine speed constant at 1000 rpm. The measurement was started right in the moment of the first engine run and was contin-

Przebiegi momentów przedstawione na rys. 5 uzyskano po 5 min od momentu uruchomieniu silnika z nowo zamontowanymi tłokami z warstwą nanorurek węglowych, przebiegi na rys. 6 przedstawiają wyniki pomiarów po 15 min i na rys. 7 po 25 min. Badania przeprowadzono przy temperaturze oleju równej 80 °C. Stanowisko, na którym wykonano pomiary momentu sprzężenia silnika spalinowego z napędzającym go silnikiem elektrycznym przedstawiono na rys. 8.

Budując stanowisko, szczególną uwagę zwrócono na zapewnienie stabilnej temperatury oleju smarującego, co jest konieczne w celu umożliwienia pomiaru różnic oporów tarcia silnika z różnymi wersjami tłoków.

#### 4. Wyniki badań momentu oporów ruchu silnika spalinowego z udoskonalonymi tłokami pokrytymi nanorurkami

Przedstawione w rozdziale 3 wyniki badań uzyskano po zamontowaniu w silniku pierwszej partii tłoków eksperymentalnych pokrytych nanorurkami. Demontaż silnika przeprowadzony po wykonaniu krótkiej, kilkudziesięciuminutowej serii badań doprowadził do ujawnienia znacznego zużycia warstw nanorurek; dlatego podjęto decyzję o wykonaniu następczej, udoskalonej partii tłoków. Dla tłoków udoskonalonych zmodyfikowano proces nanoszenia nanorurek, tak by uży-

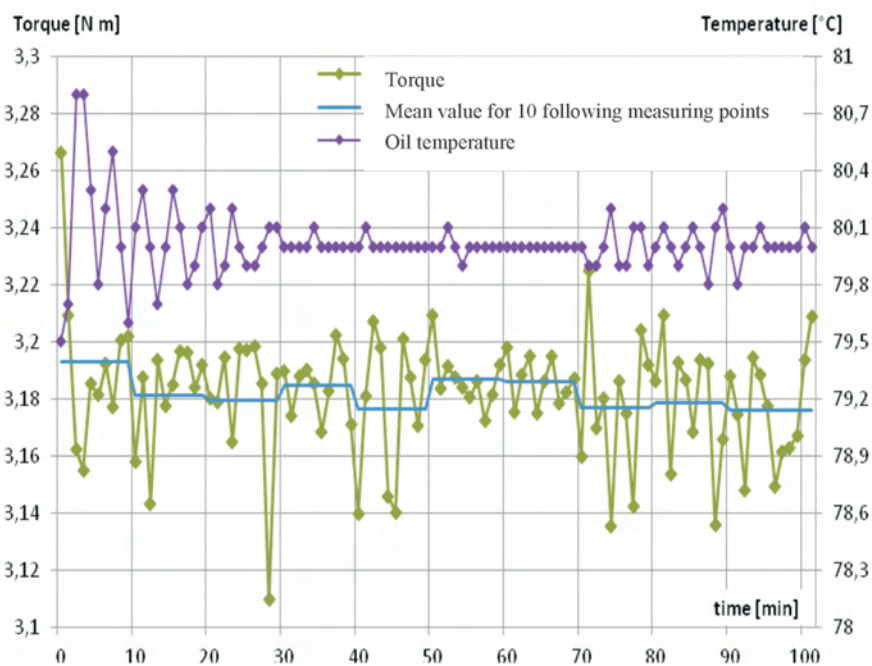


Fig. 9. The course of external drive torque during 100 minutes since the first engine start with improved CNT coating at the piston bearing surface [6]

Rys. 9. Przebieg momentu napędu zewnętrznego w czasie 100 minut od pierwszego uruchomienia silnika po montażu udoskonalonych tłoków z warstwą nanorurek [6]

ued for over 100 minutes. The oil temperature was kept at a steady level of 80 °C. The results obtained during that test run are presented in Figure 9.

After the first minute since the engine was started the torque value stabilized and for the rest of the test its variation did not exceed 0.1 N·m. The variation of the mean value for ten minutes was less than 0.01 N·m. The mean value for the total test duration was 3.18 N·m and this was less than for the test with standard pistons for which the mean torque value was 3.37 N·m.

## 5. The test results analysis

By comparing the courses of torques of the combustion engine drive equipped with standard pistons and the ones coated with the layer of CNTs, one can notice the higher initial friction losses in the case of the pistons coated with CNTs, conventionally called SSNW. Following a 25-minute engine motion, the SSNW average engine moment of friction amounts to 3.56 N·m, whereas the engine equipped with standard pistons – SSTS – 3.36 N·m. In the case of the SSNW engine, one can notice however, a clear tendency to decrease the moments of resistance to motion, and besides, the clearance between the piston and the cylinder bearing surface in the SSNW engines is less than the double value of the thickness of the nanotubes, that is 10 μm.

The more important result of the research is the mean deviation of the torque signal of the frequency different from the multiple frequency of the rotational motion defined as the non-periodical torque – NPT. The course of this signal is shown in figures 5 through 8 as red lines, where the values of the mean deviation are as follows:

- for the SSTS standard piston – 0.123 N·m,
- for the SSNW piston after 5 minutes of engine work – 0.145 N·m,
- for the SSNW piston after 15 minutes of engine work – 0.095 N·m,
- for the SSNW piston after 25 minutes of engine work – 0.096 N·m.

The initial value of the mean NPT deviation for the SSNW pistons amounts to 0.145 N·m, and next, it quickly decreases to the level of 0.095 N·m; while for the SSTS pistons the value of the mean NPT deviation is 0.123 N·m. This means that the SSNW pistons stabilize the motion of the piston, and this means less intense torsional vibrations and lower noise intensity.

The improvement of piston bearing surface coating process with a layer of CNT allowed to achieve less layer thickness whose adhesion was also improved. The application of upgraded coatings led to a reduction of the engine resistance to motion in comparison with the standard pistons without any coatings on the bearing surface.

## 6. Conclusions

1. There is a possibility of applying on the aluminum side-surface of the piston a modified layer of CNTs of very small thickness, smaller than the standard assembly clearance of the pistons mounted in the cylinder.

skąć warstwę cieńszą, ale jednocześnie silniej związaną z materiałem rodzimym tłoka. Po zamontowaniu tych tłoków przeprowadzono eksperyment polegający na pomiarze momentu napędu zewnętrznego przy zachowaniu stałej, równej 1000 obr/min prędkości obrotowej. Pomiar rozpoczęto w chwili pierwszego uruchomienia silnika po montażu tłoków i kontynuowano w czasie kilkudziesięciu minut, przez cały czas eksperymentu utrzymywano stałą temperaturę oleju – 80 °C. Otrzymane wyniki przedstawiono na wykresie rys. 9.

Po pierwszej minucie od uruchomienia silnika wartość momentu obrotowego stabilizuje się i później jej wahania w poszczególnych pomiarach nie przekraczają 0,1 N·m, wahania zaś średnich dziesięciominutowych są mniejsze niż 0,01 N·m. Średnia wartość momentu napędu zewnętrznego, wyznaczona dla całego czasu eksperymentu, wynosi 3,18 N·m i jest to wartość mniejsza niż uzyskana w badaniach silnika z tłokami standardowymi (3,37 N·m).

## 5. Analiza wyników badań

Porównując przebiegi momentu oporów ruchu silnika spalinowego wyposażonego w tłoki standardowe i tłoki pokryte warstwą nanorurek węglowych, można zauważyć początkowo większe straty tarcia w odniesieniu do tłoków pokrytych nanorurkami węglowymi. Po 25 minutach ruchu silnika średni moment tarcia silnika z tłokami pokrytymi nanorurkami wynosi 3,56 N·m, a silnika wyposażonego w tłoki standardowe – 3,37 N·m. Dla silnika z tłokami pokrytymi nanorurkami można jednak zauważyć wyraźną tendencję zmniejszania się momentu oporów ruchu. Zmniejszanie oporów ruchu wynika prawdopodobnie z docierania warstwy nanorurek, zmniejszania jej grubości i w związku z tym – zwiększania luzu tłoka w cylindrze, oraz ze zmniejszania chropowatości warstwy nanorurek.

Istotnym wynikiem badań jest średnie odchylenie sygnału momentu o częstotliwości różnej od wielokrotności częstotliwości ruchu obrotowego określanego dalej jako moment niecykliczny – MN. Przebieg tego sygnału przedstawiono na rys. 5–8 linią czerwoną, przy czym wartości średniego odchylenia wynoszą odpowiednio:

- dla tłoka standardowego – 0,123 N·m,
- dla tłoka pokrytego nanorurkami po 5 min pracy silnika – 0,145 N·m,
- dla tłoka pokrytego nanorurkami po 15 min pracy silnika – 0,095 N·m,
- dla tłoka pokrytego nanorurkami po 25 min pracy silnika – 0,096 N·m.

Wartość początkowa średniego odchylenia MN dla tłoków pokrytych nanorurkami wynosi 0,145 N·m, a następnie szybko zmniejsza się do 0,095 N·m, podczas gdy dla tłoków standardowych wartość średniego odchylenia MN wynosi 0,123 N·m. Może to oznaczać, że wprowadzenie pokrycia tłoków stabilizuje ich ruch, a to prowadzi do mniej intensywnych drgań skrętnych wału korbowego silnika oraz mniejszego natężenia hałasu.

Udoskonalenie procesu nanoszenia nanorurek węglowych na powierzchnię boczną tłoka umożliwiło uzyskanie cieńszych warstw nanorurek, cechujących się większą adhezją. Zastosowanie takich tłoków prowadzi do zmniejszenia

2. The developed layer of CNTs adheres to the aluminum surface to an extent preventing peeling of the layer due to both mechanical and thermal loads existing in the piston combustion engine driven from the outside.
3. A decrease in the clearance between the piston and the cylinder – by embedding a layer of nanotubes on the side surface of the piston – leads to a slight increase in the moment of resistance to motion, but these are the conditions limiting the torsional vibrations of the engine shaft.
4. The application of thin CNT layers on the piston bearing surface, which do not significantly reduce the piston-cylinder liner clearance, leads to the engine resistance to motion reduction which was measured for external drive conditions.

oporów ruchu silnika w porównaniu do przypadku, gdy w silniku stosowane są tłoki standardowe.

## 6. Wnioski

1. Istnieje możliwość nanoszenia na aluminium powierzchnię boczną tłoka zmodyfikowanej warstwy nanorurek węglowych o bardzo małych grubościach, mniejszych niż standardowy luz montażowy tłoków osadzonych w cylindrze.
2. Opracowana warstwa nanorurek węglowych przylega do powierzchni aluminiowej w stopniu zapobiegającym złuszczeniu się warstwy zarówno w wyniku obciążeń mechanicznych, jak i cieplnych panujących w tłokowym silniku spalinowym napędzanym z zewnątrz.
3. Zmniejszenie szczeliny między tłokiem a cylindrem przez osadzenie na powierzchni bocznej tłoka warstwy nanorurek prowadzi do ograniczenia drgań skrętnych wału korbowego.
4. Zastosowanie cienkich warstw nanorurek węglowych na powierzchni tłoka – nieograniczających znacznie luzu tłoka w cylindrze – prowadzi do zmniejszenia oporów ruchu silnika zmierzonych w warunkach napędu zewnętrznego.

## Bibliography/Literatura

- [1] Arenz M., Mayrhofer K.J.J., Stamenkovic V., Bliznac B.B., Tomoyuki T., Ross P.N., Markovic N.M.J.: *Am. Chem. Soc.* 2005, 127, 6819-6829.
- [2] Ciałkowski M., Iskra A., Giersig M., Kempa K.: Wysokoefektywny samochodowy reaktor katalityczny na bazie trójwymiarowych hierarchicznych nanostruktur węglowych. Nr projektu: 3940/T02/2007/32, Poznań 2009.
- [3] Cherstiouk O.V., Simonov P.A., Savinova E.R.: *Electrochemistry Acta* 2003, 48, 3851-3860.
- [4] Durand R., Faure R., Gloaguen F., Aberdam D., Adzic R.R., Ansonand F.C., Kinoshita K.: *The Electrochemical Society Inc.*, Pennington 1996, Vol. 95-26, p 27.
- [5] Frelink T., Visscher W., van Veen J.A.R.: *Journal of Electroanalytical Chemistry* 382, 65-72 (1995).
- [6] Kabbabi A., Gloaguen F., Andolfatto F., Durand R.: *Journal of Electroanalytical Chemistry*, 373, 251-254 (1994).
- [7] Kałużny J.: Eksperymentalne zastosowania nanorurek węglowych w konstrukcji tłokowego silnika spalinowego. WPP, seria Rozprawy, nr 503, Poznań 2013.
- [8] Kinoshita K.: *Electrochemical oxygen technology*, John Wiley & Sons, New York 1992.
- [9] Maillard F., Eikerling M., Cherstiouk O.V., Schreier S., Savinova E., Stimming U.: *Faraday Discuss*, 125 (2004) 357-377.
- [10] Mukerjee S., McBreen J.J.: *Electroanal. Chem.* 1998, 448, 163-171.
- [11] Sun Y., Zhuang L., Lu J., Hong X., Liu P.J.: *Am. Chem. Soc.* 2007, 129, 15465-15467.
- [12] Takasu Y., Ohashi N., Zhang X. G., Murakami Y., Minagawa H., Sato S., Yahikozawa K.: *Electrochimica Acta*, 41, 2595-2600 (1996).
- [13] Tang Z.C., Geng D.S., Lu G.X.J.: *Colloid Interface Sci.* 2005, 287, 159-166.

Jarosław Kałużny, DEng. – Doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

*Dr inż. Jarosław Kałużny – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jaroslaw.kaluzny@put.poznan.pl](mailto:jaroslaw.kaluzny@put.poznan.pl)



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

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

e-mail: [antoni.iskra@put.poznan.pl](mailto:antoni.iskra@put.poznan.pl)



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

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

e-mail: [maciej.babiak@put.poznan.pl](mailto:maciej.babiak@put.poznan.pl)



## The use of Newton's method for interpolation in the bench testing of compression-ignition engine unit injector systems

*The paper presents the methodology for calculations based on the Newton's method which was used to determine the characteristics of test unit injector systems. It allowed simplification of the research process by preserving a minimum number of measuring points and estimation of other data analytically. Results were compared with the real experimental results obtaining satisfactory accuracy of approximations. The proposed methodology was adapted to a standard spreadsheet so that changes in pre-set parameters and required computations could be made on a regular basis, which in addition shortened the time of their performance.*

Key words: diesel engine, polynomial interpolation, unit injector system

### Wykorzystanie interpolacyjnej metody Newtona w badaniach stanowiskowych pompowtryskiwaczy silnika o zapłonie samoczynnym

*W artykule przedstawiono metodykę obliczeń opartą na metodzie Newtona, którą zastosowano do wyznaczenia charakterystyk probierczych pompowtryskiwaczy. Umożliwiła ona uproszczenie procesu badawczego przez zachowanie minimalnej liczby punktów pomiarowych i oszacowanie pozostałych danych w sposób analityczny. Rezultaty odniesiono do rzeczywistych wyników doświadczalnych, uzyskując zadowalającą dokładność przybliżeń. Proponowaną metodykę zaadaptowano do standardowego arkusza kalkulacyjnego, dzięki czemu zmianę parametrów zadanych i wymagane obliczenia prowadzono na bieżąco, co dodatkowo skróciło czas ich realizacji.*

Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, interpolacja wielomianowa, pompowtryskiwacze

#### 1. Introduction

Since the middle of the nineties of the 20<sup>th</sup> century, individual electronically controlled pump injection systems have been brought into use in compression-ignition engines, being called unit injector systems (UIS). Their predominant role has been ended by widespread use of Common Rail fuel injection systems, nevertheless they have been produced until now in the sector of heavy duty vehicles. This has been shown by engine designs meeting the most recent exhaust emission standards, including Euro 6 emission standard being currently introduced, e.g. Volvo D13 and Renault Trucks DTI13. In order to meet these requirements, manufacturers use additional systems, including exhaust gas recirculation (EGR) and selective catalytic reduction (SCR) [4, 13]. The most important advantages of unit injector systems are durability and reliability which are particularly desirable for substantial mileages and intense operation. Long laboratory and service station experience show that, in this aspect, they outrun Common Rail injectors which are considered the most failure-prone elements of fuel supply systems [6, 9, 12]. In addition, third generation of unit injector systems, has optimized design by the introduction of two-valve operation mode, which have enabled precise shaping of fuel injection at a pressure range of above 200 MPa, e.g. Bosch UIS3 and Delphi E3. Therefore, it is possible to assume that maintenance and repair of unit injector systems of different type and manufacture will be necessary for many years.

#### 2. Research objective

At present, classical interpolation formulas are used occasionally, constituting the starting point for sophisticated

#### 1. Wstęp

Od połowy lat dziewięćdziesiątych XX wieku w silnikach o zapłonie samoczynnym zaczęto stosować indywidualne układy tłocząco-wtryskowe sterowane elektronicznie, które nazwano pompowtryskiwaczami. Ich dominującą rolę zakończyło rozpowszechnienie systemów zasobnikowych, jednak w sektorze pojazdów użytkowych są one nadal produkowane. Świadczą o tym konstrukcje silników, np. Volvo D13, Renault Trucks DTI13, spełniające najbardziej rygorystyczne normy toksyczności gazów wylotowych, w tym aktualnie wprowadzona Euro 6. Aby sprostać tym wymaganiom, producenci wykorzystują dodatkowe układy, w tym m.in.: recyrkulacji spalin EGR (Exhaust Gas Recirculation) i selektywnej redukcji katalitycznej SCR (Selective Catalytic Reduction) [4, 13]. Do najważniejszych zalet pompowtryskiwaczy należy duża trwałość i niezawodność, szczególnie pożądane przy znacznych przebiegach oraz intensywnej eksploatacji. Wieloletnia praktyka laboratoryjna i warsztatowa wskazuje, iż w tym aspekcie „przewyższają” one wtryskiwacze common rail, które uważa się za najbardziej awaryjne elementy układów podawania paliwa [6, 9, 12]. Ponadto konstrukcje trzeciej generacji, np. Bosch UIS3, Delphi E3, których optymalizacja polegała na wprowadzeniu dwuzaworowego trybu pracy, umożliwiły precyzyjne kształtowanie wtrysku paliwa pod ciśnieniem powyżej 200 MPa. Można więc założyć, iż przez wiele lat będzie zachodziła konieczność obsługi i naprawy pompowtryskiwaczy różnych rodzajów oraz różnych producentów.

#### 2. Cel badań

Obecnie klasyczne wzory interpolacyjne wykorzystywane są sporadycznie, stanowiąc bazę wyjściową dla

numerical methods. However, there are areas where application of simplified computations may bring measurable benefits. As an example, a few characteristics of injection systems being obtained during time-consuming and burdensome tests, with repeated experimental cycles were obtained. In this connection, a concept concerning the limitation of the number of measuring points occurred and then the missing data with required accuracy of approximations should be computed.

This study aimed at cognitive evaluation of the possibility of repairing electromagnetic unit injector systems (UIS) using Newton's interpolation at the stage of bench tests. Selection of the method was dictated by the necessity to preserve unequal distances intervals between measuring points. The possibility of easy adaptation to a standard spreadsheet, i.e. to performing regular computations, was also taken into account.

### 3. Research object and test bench

The research object was Bosch electromagnetic unit injector system which has been removed from 1.9 TDI (Turbodiesel Direct Injection) power unit of a commercial vehicle Volkswagen Transporter T5 with a mileage of 269 thousand km. It is an in-line, four cylinder Diesel engine with a maximum power of 77 kW.

Bench tests were conducted on an STP-4 test bench manufactured by the Automotive Industry Training Centre „Autoelektrotechnika Kędzia” from Poznan, which enables simulation of engine speed in the range of 100–1500 rpm. In addition, the following equipment was used during verification and repair:

- a) Bosch EPS 100 pressure tester with a head mounting holder for unit injector system,
- b) Meiji FL150/70 microscope with a camera for digital image recording,
- c) universal gauges (BM800, MIC-40700),
- d) ultrasonic cleaners (Carbon Tech Ultrasonic Bath S15/C2, Elma Elmasonic S 10 H),
- e) vices and injector disassembly and assembly kits.

Test bench measurements were performed at the following engine speeds  $n$  [rpm]:  $x_0 = 400$ ,  $x_2 = 800$ ,  $x_4 = 1500$ . The obtained data, being expanded with the results of computations for indirect operands, were used to determine the characteristics of fuel dosing for the tested unit injectors.

### 4. Scope of research and test methods

Tests were carried out according to the adopted own methodology which included two successive stages (Fig. 1). In the first stage, called a repair stage, the scope of activities partially overlaps Bosch standard procedures. A difference consisted in earlier examination and verification of particular elements because available equipment enabled detection of defects prior to cleaning in ultrasonic bath-tubes. With this, the cleaning process did not include faulty elements which were substituted with original replacements.

Stage II has started with regulation of the opening pressure of unit injector systems after repair. The tests has been continued after injectors assembling on the test bench, us-

skomplikowanych metod numerycznych. Istnieją jednak obszary, w których zastosowanie uproszczonego aparatu obliczeniowego może przynieść wymierne korzyści, np. charakterystyki aparatury wtryskowej, uzyskiwane w procesie czasochłonnych i uciążliwych badań eksploatacyjnych, przy wielokrotnie powtarzanych cyklach eksperymentu. W związku z tym pojawiła się koncepcja ograniczenia liczby punktów pomiarowych, a następnie obliczenia brakujących danych z wymaganą dokładnością przybliżeń.

Celem badań była poznawcza ocena możliwości naprawy pompowtryskiwaczy elektromagnetycznych UIS (Unit Injector System), przy wykorzystaniu interpolacji Newtona w fazie testów probierczych. Wybór metody podyktowany był koniecznością zachowania nierównych odstępów między punktami pomiarowymi. Brano również pod uwagę możliwość łatwej adaptacji do standardowego arkusza kalkulacyjnego, a więc prowadzenie bieżących obliczeń.

### 3. Obiekt i stanowiska badawcze

Obiekt badań stanowiły pompowtryskiwacze elektromagnetyczne firmy Bosch, które wymontowano z jednostki napędowej 1,9 TDI (Turbodiesel Direct Injection) pojazdu dostawczego Volkswagen Transporter T5 o przebiegu 269 tys. km. Jest to wysokoprężny silnik czterocylindrowy, rzędowy, o maksymalnej mocy 77 kW.

Testy probiercze prowadzono na stole typu STP-4 produkcji Centrum Szkolenia Motoryzacji „Autoelektrotechnika Kędzia” z Poznania, który umożliwia uzyskanie stabilizowanych prędkości obrotowych w zakresie 100–1500 obr/min. W procesie weryfikacji i naprawy wykorzystano dodatkowo:

- a) próbnik ciśnienia Bosch EPS 100 z obsadą głowicową dla pompowtryskiwaczy,
- b) mikroskop Meiji FL150/70 z kamerą do cyfrowego zapisu obrazów,
- c) mierniki uniwersalne (BM800, MIC-40700),
- d) myjki ultradźwiękowe (Carbon Tech Ultrasonic Bath S15/C2, Elma Elmasonic S 10 H),
- e) imadła i oprzyrządowanie do demontażu oraz montażu pompowtryskiwaczy.

Pomiary stanowiskowe prowadzono przy następujących prędkościach obrotowych  $n$  [obr/min]:  $x_0 = 400$ ,  $x_2 = 800$ ,  $x_4 = 1500$ . Uzyskane wyniki, które poszerzono o rezultaty obliczeń dla argumentów pośrednich, posłużyły do wyznaczenia charakterystyk dawkowania badanych pompowtryskiwaczy.

### 4. Zakres i metodyka badań

Badania prowadzono według przyjętej metodyki własnej, która obejmowała dwa etapy realizacji (rys. 1). W pierwszym, który określić można jako naprawczy, zakres czynności częściowo pokrywał się ze standardowymi procedurami firmy Bosch. Różnica polegała na wcześniejszych oględzinach i weryfikacji poszczególnych elementów, gdyż dostępne wyposażenie umożliwiało wykrycie uszkodzeń przed fazą mycia w wannach ultradźwiękowych. W ten sposób proces czyszczenia nie obejmował elementów niesprawnych, które zastąpiono oryginalnymi zamiennikami.

ing the same procedure as in the initial stage. In both cases, the Newton's formula has been used to estimate the values of indirect operands so that the time of experiment was effectively shortened.

**5. Computations**

The problem of interpolation is to find a function, taking given pre-set values at precisely determined points (i.e. nodes), within a specific range. In the previously carried study, which referred to determination of the external characteristics of compression-ignition engine, the Lagrange formula and the Aitken iterative scheme were used [11]. Because the procedure of bench tests for unit injector systems demands the measurements to be made with preserved unequal distances intervals between operands, it was decided to apply the methodology based on Newton's interpolation [2, 3, 14]. The n-th degree polynomial  $W_n(x)$  used to the interpolation, may be presented as the sum of individual components, which allows adding successive nodes without the need for recalculation of its earlier elements:

$$W_n(x) = f(x_0) + f(x_0; x_1)\omega_0(x) + f(x_0; x_1; x_2)\omega_1(x) + \dots + f(x_0; x_1; \dots; x_n)\omega_{n-1}(x) \quad (1)$$

where:  $x_0, x_1, x_2, \dots, x_n$  – measuring points (main nodes),  $f(x_0)$  – function value at point  $x_0$ ,  $f(x_0; x_1)$ ,  $f(x_0; x_1; x_2)$ ,  $f(x_0; x_1; \dots; x_n)$  – difference quotients for successive rows,  $\omega_0(x) = (x-x_0)$ ,  $\omega_1(x) = (x-x_0)(x-x_1)$ ,  $\omega_{n-1}(x) = (x-x_0)(x-x_1) \dots (x-x_{n-1})$  – factorial polynomials.

According to equation (1) for determination of the final form of polynomial, the values of difference quotients should be calculated, being best presented in numerical calculations as tabulated (tab. 1).

**6. Research results and discussion**

The initial examination of unit injector systems did not show external damages and missing components. The measurements of inductance and resistance excluded solenoid coil fault, as well as short to ground. As a result, the stage of initial tests on an STP-4 test bench started. The selection of main nodes and indirect points was dictated solely by assumptions of the procedure being used for the testing of Bosch

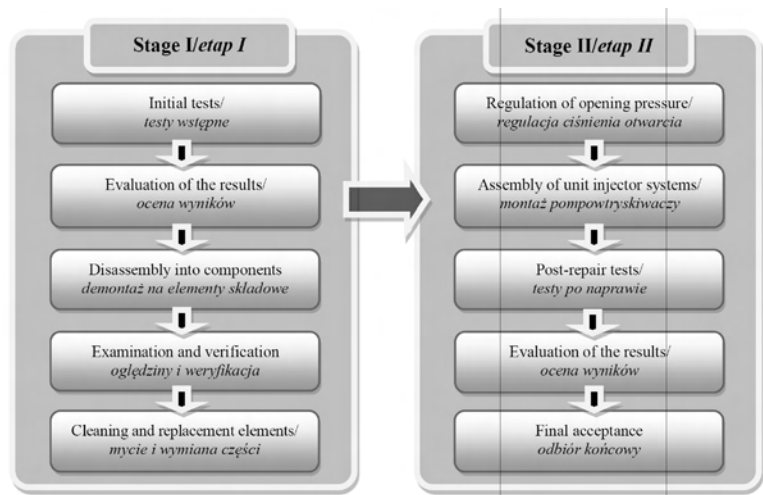


Fig. 1. Methodology of unit injector system tests

Rys. 1. Metodyka badań pompowtryskiwaczy

Etap drugi rozpoczynał się od regulacji ciśnienia otwarcia pompowtryskiwaczy po naprawie. Po montażu ponownie przeprowadzono testy probiercze, stosując taką samą procedurę jak w fazie wstępnej. W obu przypadkach do oszacowania wartości argumentów pośrednich posłużono się wzorem Newtona, dzięki czemu efektywnie skrócono czas przeprowadzonego eksperymentu.

**5. Aparat obliczeniowy**

Zagadnienie interpolacji polega na znalezieniu w określonym przedziale funkcji, która przyjmuje odgórnie zadane wartości w ściśle określonych punktach, tzw. węzłach. We wcześniej prowadzonych badaniach własnych, które dotyczyły wyznaczania charakterystyk zewnętrznych silnika o zapłonie samoczynnym, wykorzystywano do tego celu wzór Lagrange'a oraz iteracyjny schemat Aitkena [11]. Ponieważ procedura testów probierczych pompowtryskiwaczy wymusza prowadzenie pomiarów przy zachowaniu nierównych odstępów między argumentami, zdecydowano się na zastosowanie metodyki opartej na interpolacji Newtona [2, 3, 14]. Wielomian interpolacyjny  $W_n(x)$  n-tego stopnia można przedstawić w postaci sumy poszczególnych składników, co umożliwia dodawanie kolejnych węzłów, bez konieczności ponownego przeliczania jego wcześniejszych elementów (1), gdzie:  $x_0, x_1, x_2, \dots, x_n$  – punkty pomiarowe (węzły główne),  $f(x_0)$  – wartość funkcji w punkcie  $x_0$ ,  $f(x_0; x_1)$ ,  $f(x_0; x_1; x_2)$ ,  $f(x_0; x_1; \dots; x_n)$  – ilorazy różnicowe kolejnych rzędów,  $\omega_0(x) = (x-x_0)$ ,  $\omega_1(x) = (x-x_0)(x-x_1)$ ,  $\omega_{n-1}(x) = (x-x_0)(x-x_1) \dots (x-x_{n-1})$  – wielomiany czynnikiowe.

Zgodnie ze wzorem (1) do wyznaczenia końcowej postaci wielomianu należy obliczyć wartości ilorazów różnicowych, które przy rachunkach numerycznych najlepiej przedstawić w postaci tabelaryzowanej (tab. 1).

**6. Wyniki badań i dyskusja**

Wstępne oględziny pompowtryskiwaczy nie wykazały uszkodzeń zewnętrznych i braku elementów składowych. Po-

Table 1. Presentation of difference quotients for successive rows  
Tabela 1. Sposób prezentacji ilorazów różnicowych kolejnych rzędów

$x_i$	$f(x_i)$	Difference quotients/ilorazy różnicowe		
		$f(x_{i-1}; x_i)$	$f(x_{i-2}; x_{i-1}; x_i)$	$f(x_{i-3}; \dots; x_i)$
$x_0$	$f(x_0)$	–	–	–
$x_1$	$f(x_1)$	$f(x_0; x_1)$	–	–
$x_2$	$f(x_2)$	$f(x_1; x_2)$	$f(x_0; x_1; x_2)$	–
...	...	...	...	...
$x_n$	$f(x_n)$	$f(x_{n-1}; x_n)$	$f(x_{n-2}; x_{n-1}; x_2)$	$f(x_0; \dots; x_n)$

unit injector systems. The results obtained are summarised in Table 2, specifying the data being estimated analytically.

Presentation of the computation process is showed on the example of the last of the designs being tested. In the first place, the first-order and the second-order difference quotients were determined (Tab. 3).

For example, the first element in this table, i.e. the first-order difference quotient, was determined from the following equation:

$$f(x_0; x_1) = \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0} \quad (2)$$

After substituting the numerical values to equation (2), the following was obtained:

$$f(400; 800) = \frac{34.5 - 5.0}{800 - 400} = 0.07375 \quad (3)$$

In the next step, the values of interpolation polynomials of the degree  $n = 2$  were calculated for indirect points. With three main nodes, the formula (1) assumes the following form:

$$W_2(x) = f(x_0) + f(x_0; x_1)(x - x_0) + f(x_0; x_1; x_2)(x - x_0)(x - x_1) \quad (4)$$

Hence, for  $x_1 = 500$  the following was obtained:

$$W_2(x) = 5.0 + 0.07375(500 - 400) + \frac{(-4.43182)(500 - 400)(500 - 800)}{10^5} = 13.7 \quad (5)$$

The value for  $x_3 = 1000$  was determined in the similar way:

$$W_2(x) = 5.0 + 0.07375(1000 - 400) + \frac{(-4.43182)(1000 - 400)(1000 - 800)}{10^5} = 43.9 \quad (6)$$

The accuracy of the calculation procedure can be easily verified by substituting any main operand to the formula (4). In this case, the value of interpolation polynomial should be equal to that being measured at a given measuring point. Figure 2 shows the graphical interpretation of fuel dosing characteristics in the initial test.

The analysis of initial deliveries showed that too low values were obtained for the fuel dosing of unit injector systems No. 1 and 4 in the whole area of engine speeds.

Table 2. Results of initial tests and computations for unit injector systems being tested

Tabela 2. Wyniki testów wstępnych i obliczeń badanych pompowtryskiwaczy

No.	Engine speed/ prędkość obrotowa n [rpm]	Fuel dose size/wielkość dawki $D_w$ [cm <sub>3</sub> ]				
		No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	Acceptable range/ zakres dopuszczalny
1	400	1.5	8.5	9.5	5.0	6.0–13.0
2*	500	9.3	17.2	18.2	13.7	17.0–21.5
3	800	28.5	38.0	37.5	34.5	36.0–41.0
4*	1000	37.7	47.4	46.6	43.9	43.0–48.0
5	1500	48.0	55.5	55.0	52.0	55.0–62.0

\*data estimated with Newton's interpolation

miary indukcyjności i oporności wykluczyły awarię cewek elektromagnetycznych, a także ich zwarcie z masą. W związku z tym przystąpiono do fazy testów wstępnych na stole probierczym typu STP-4. Wybór węzłów głównych i punktów pośrednich podyktowany był wyłącznie założeniami procedury, którą wykorzystuje się do sprawdzenia pompowtryskiwaczy firmy Bosch. Uzyskane rezultaty zestawiono w tabeli 2, wyszczególniając dane oszacowane analitycznie.

Table 3. Determination of difference quotients for the results of unit injector system No. 4

Tabela 3. Wyznaczenie ilorazów różnicowych dla wyników pompowtryskiwacza numer 4

$x_i$	$f(x_i)$	$f(x_{i-1}; x_i)$	$f(x_{i-2}; x_{i-1}; x_i)$
400	5.0	–	–
800	34.5	0.07375	–
1500	52.0	0.025	$-4.43182 \cdot 10^{-5}$

Prezentację procesu obliczeniowego przedstawiono na przykładzie ostatniej z badanych konstrukcji. W pierwszym rzędzie wyznaczono ilorazy różnicowe pierwszego i drugiego rzędu (tab. 3).

Przykładowo pierwszy człon w tabeli, a więc iloraz różnicowy pierwszego rzędu, wyznaczono z zależności (2). Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymano zależność (3). W kolejnym kroku obliczono wartości wielomianów interpolacyjnych stopnia  $n = 2$  dla punktów pośrednich. Przy trzech węzłach głównych wzór (1) przyjmuje postać (4) i stąd dla  $x_1 = 500$  uzyskano wzór (5). W taki sam sposób oszacowano wartość dla  $x_3 = 1000$  – wzór (6).

Poprawność procedury obliczeniowej można sprawdzić, podstawiając dowolny argument główny do wzoru (4). Wtedy wartość wielomianu interpolacyjnego powinna być równa wielkości zmierzonej w danym punkcie pomiarowym. Na rysunku 2 przedstawiono graficzną interpretację charakterystyk dawkowania w teście wstępnym.

Analiza wydatków wstępnych wykazała, iż w całym obszarze prędkości obrotowych uzyskano zbyt niskie wartości dawkowania pompowtryskiwaczy o numerach 1 i 4. W związku z tym wykreślone krzywe przebiegają poniżej dolnej granicy zakresu dopuszczalnego. Aby ustalić przyczynę nieprawidłowej pracy, przeprowadzono demontaż

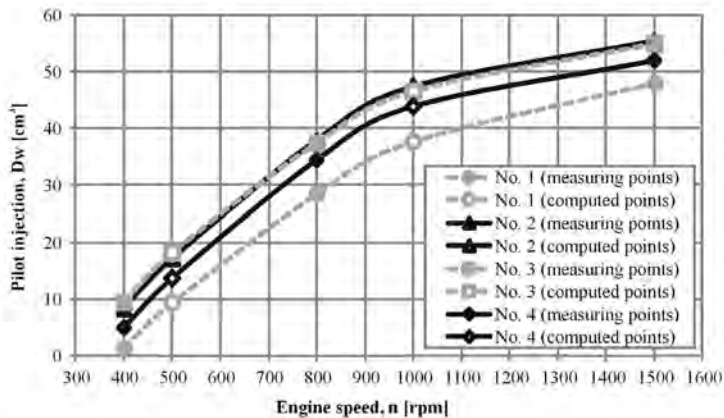


Fig. 2. Fuel dosing characteristics for unit injector systems in the initial test  $D_w = f(n)$   
Rys. 2. Charakterystyki dawkiowania pompowtryskiwaczy w teście wstępnym  $D_w = f(n)$

Therefore, the curves being plotted run below the lower limit of acceptable range. In order to establish the reasons of faulty operation, unit injector system was disassembled into components, which were examined under a microscope (Fig. 3–4).

Deposits were observed on examined parts under high magnification. These deposits develop when engine is fueled with Diesel oil with a large amount of bio components. First, there was a blockage in a number of channels supplying fuel to pumping section chamber. Spray nozzle tips were heavily coked, which may be evidence of the presence of impurities, polymerisation products or free glycerine, remaining after the production process [5, 7, 8]. Furthermore, internal deposits, being termed IDID (Internal Diesel Injector Deposit), were seen on the surfaces of co-operating working parts. Their presence adversely affects the operating efficiency of injection equipment, limiting the dynamics of operation of particular components. As a result, the precision of fuel dosing, both quantitatively and qualitatively, is being disturbed [1, 10]. On the basis of the examination carried out, the following components were replaced in all designs

a)



b)



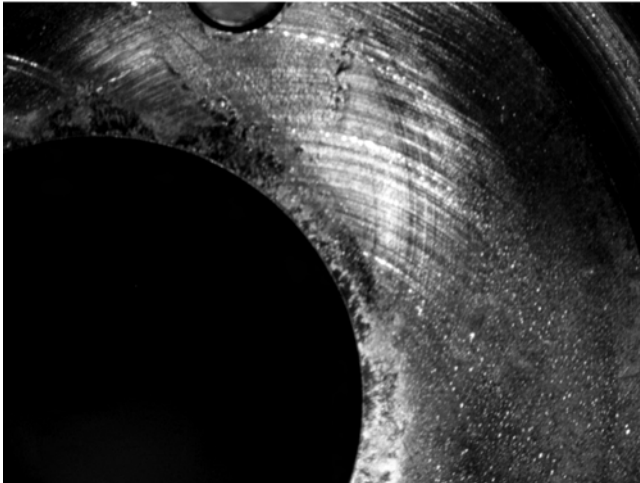
Fig. 3. Examples of deposits on external elements: fuel supplying channels of the nut (a), spray nozzle tip (b)  
Rys. 3. Przykłady osadów na elementach zewnętrznych: kanały doprowadzające paliwo w nakrętce (a), końcówka rozpylacza (b)

konstrukcji na elementy składowe, które poddano oględzinom mikroskopowym (rys. 3 i 4).

Na częściach badanych pod dużym powiększeniem zaobserwowano osady, które powstają przy zasilaniu silnika olejem napędowym ze znaczną domieszką komponentu roślinnego. Przede wszystkim stwierdzono niedrożność wielu kanałów doprowadzających paliwo do komory sekcji tłoczącej. Końcówki rozpylaczy były bardzo zakokosowane, co może świadczyć o obecności zanieczyszczeń produktów polimeryzacji lub wolnej gliceryny, pozostałej po procesie produkcyjnym [5, 7, 8]. Ponadto na powierzchniach współpracujących elementów roboczych widoczne były osady wewnętrzne, określane IDID (*Internal Diesel Injector Deposit*). Ich obecność wpływa niekorzystnie na efektywność pracy aparatury wtryskowej, ograniczając dynamikę działania poszczególnych podzespołów. W efekcie zaburzona zostaje precyzja dawkiowania paliwa pod względem ilościowym i jakościowym [1, 10]. Na podstawie przeprowadzonych oględzin we wszystkich badanych konstrukcjach wymieniono: parę precyzyjną (rozpylacz z iglicą), nakrętkę i popychacz. Standardowa procedura wymaga również zastosowania nowej podkładki uszczelniającej, pierścienia zabezpieczającego i zespołu o-ringów (rys. 5). Pozostałe elementy skierowano do półgodzinnego mycia w wannach ultradźwiękowych. Wyjątek stanowiły cewki elektromagnetyczne, które nie były zanurzane w płynie czyszczącym ze względu na możliwość zmiękczenia i uszkodzenia izolacji.

Zgodnie z zaleceniami firmy Bosch ciśnienie otwarcia pompowtryskiwaczy wyregulowano do wartości 18 MPa. Wykorzystano do tego celu urządzenie EPS 100 ze specjalnie przeznaczoną do tego obsadą głowicową. Ustalenie omawianego parametru było konieczne przed montażem końcowym oraz przed wykonaniem testów zasadniczych na stole probierczym. Uzyskane rezultaty potwierdziły, iż proces naprawy przebiegł prawidłowo (tab. 4). Ze względu

a)



b)

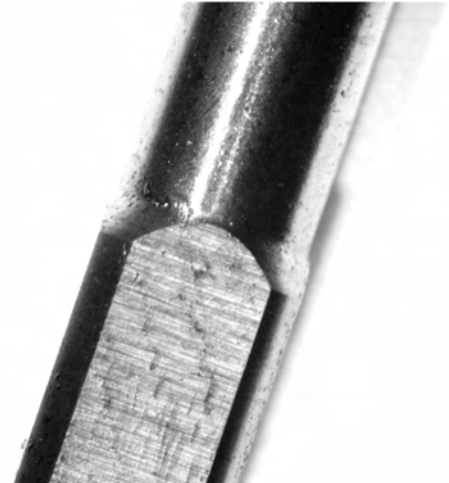


Fig. 4. Examples of deposits on internal elements: hydraulic accumulator socket from the side of spray nozzle (a), spray nozzle pin (b)

Rys. 4. Przykłady osadów na elementach wewnętrznych: gniazdo zasobnika hydraulicznego od strony rozpylacza (a), powierzchnia iglicy (b)

being tested: plunger and barrel assembly (spray nozzle with pin), nut and tappet. Standard procedure also requires the application of new seal washer, locking ring and O-ring set (Fig. 5). Other elements were sent to a half-hour washing in ultrasonic bath-tubes. Solenoid coils, which had not been immersed in a cleaning liquid due to possible insulation softening and damage, were an exception.

In conformity with the Bosch recommendations, the opening pressure of unit injector systems was adjusted to 18 MPa. For this purpose, a Bosch EPS 100 pressure tester with a specifically dedicated head mounting holder was used. Determination of this parameter was necessary prior to final assembly, as well as before conducting primary tests on a test bench. Obtained results confirm that the repair process was correct (tab. 4). Due to similar values for respective fuel doses, and the same to overlapping of the curves on the diagram, their presentation in the graphical form was omitted. Computations were made in similar way as in the case of initial tests.

Benefits from application of the proposed methodology can be seen reduction of the test stage duration (Fig. 6). The data include 20-second intervals needed for emptying a measuring cylinder and setting next pre-set parameters. Limitation of the number of measuring points shortened the duration of single unit injector system testing by about 38%. In the case of the whole set, verified before and after the repair, the total time of bench tests was shortened by almost an hour and a half (5120 s). The necessary requirement was to transfer manual calculations to the digital environment, i.e. to perform regular computations in any spreadsheet. This way, determination of the values of interpolation polynomials took place after completing respective measurement cycles.

Experimental verification of the interpolation results was possible after making additional measurements at indirect points (Fig. 7). The maximal value of error, which is 50% of the scale interval  $0.5 \text{ cm}^3$  for a measuring cylinder,

na zbliżone wartości poszczególnych dawek, a tym samym nakładanie się krzywych na wykresie, zrezygnowano z ich prezentacji w formie graficznej. Obliczenia przeprowadzono w taki sam sposób jak dla testów wstępnych.

Korzyści z zastosowania proponowanej metodyki można zauważyć, jeśli rozpatrzy się czasochłonność fazy testowej (rys. 6). W zestawieniu uwzględniono 20-sekundowe przerwy, potrzebne na opróżnianie cylindra mierniczego i nastawy kolejnych parametrów zadanych. Ograniczenie liczby punktów pomiarowych skróciło badanie pojedynczego pompowtryskiwacza o ok. 38%. Dla całego kompletu, sprawdzonego przed i po naprawie, sumaryczny czas testów probierczych zmniejszył się o prawie półtorej godziny (5120 s). Warunkiem koniecznym było przeniesienie rachunków ręcznych do środowiska cyfrowego, a więc prowadzenie bieżących obliczeń w dowolnym arkuszu kalkulacyjnym. W ten sposób wyznaczanie wartości wielomianów interpo-



Fig. 5. A view of unit injector system with mentioned elements

Rys. 5. Pompowtryskiwacz z wyszczególnieniem wymienionych elementów

Table 4. Results of primary tests and computations for the unit injector systems being tested

Tabela 4. Wyniki testów zasadniczych i obliczeń badanych pompowtryskiwaczy

No.	Engine speed/ prędkość obrotowa n [rpm]	Fuel injection amount/wielkość dawki $D_w$ [cm <sup>3</sup> ]				Acceptable range/ zakres dopuszczalny
		No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	
1	400	9.0	10.0	10.5	9.0	6.0–13.0
2*	500	17.5	18.3	18.6	17.3	17.0–21.5
3	800	38.0	38.5	38.5	37.5	36.0–41.0
4*	1000	47.5	47.9	47.9	47.0	43.0–48.0
5	1500	56.5	57.0	58.0	57.0	55.0–62.0

\* data estimated with Newton's interpolation

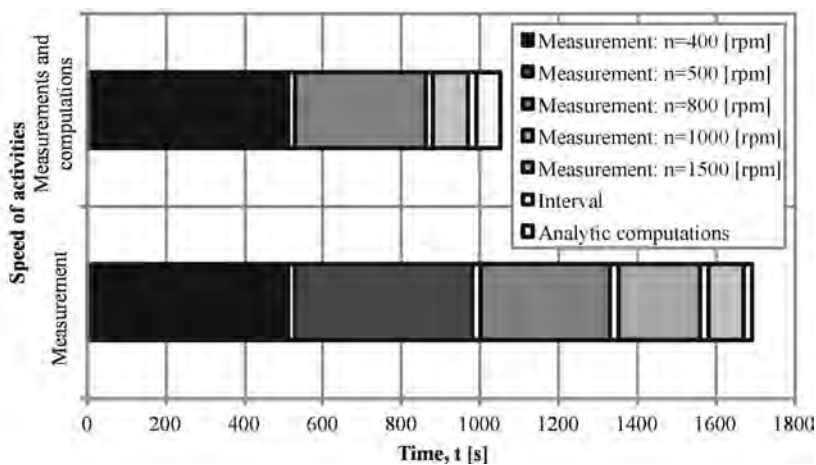


Fig. 6. Unit injector system test time consumption in the standard method and that allowing for analytic computations

Rys. 6. Czasochłonność testu pompowtryskiwacza w metodzie standardowej i uwzględniającej obliczenia analityczne

was not exceeded in any considered case. Furthermore, the selection of interpolation method and the use of low-degree polynomials limited the risk of undesirable interference or oscillation. Worsening of the approximation, particularly at the ends of discrete intervals, is usually observed for a large number of main nodes and preservation of a constant distance between them, i.e. the so called Runge phenomenon [2, 3].

### 7. Wnioski

Wyniki przeprowadzonej analizy wskazują, iż metodyka bazująca na wzorze interpolacyjnym Newtona może być przydatna w testowaniu omawianej aparatury wtryskowej. Jej wykorzystanie efektywnie wspomaga ten proces, gdyż oszacowanie brakujących danych nie nastrocza problemów

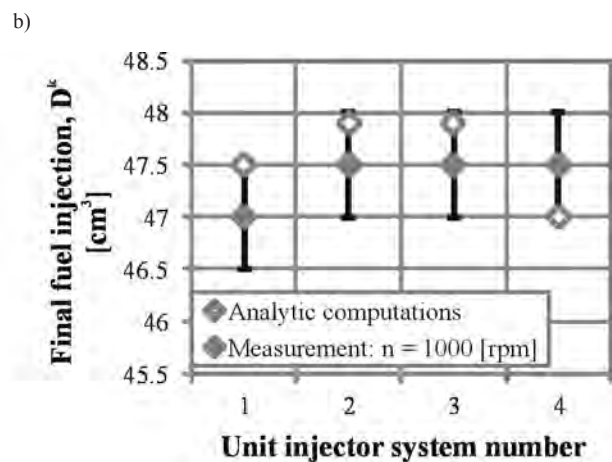
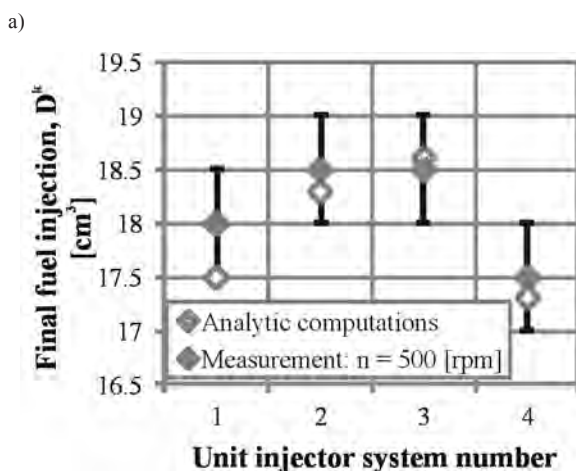


Fig. 7. Comparison of the values of measured fuel doses and those being calculated in the final test for indirect operands: n = 500 rpm (a), n = 1000 rpm (b)

Rys. 7. Porównanie wartości dawek zmierzonych i obliczonych w teście końcowym dla argumentów pośrednich: n = 500 obr/min (a), n = 1000 obr/min (b)

## 7. Conclusions

The results analysis show that the methodology based on the Newton's interpolation formula may be useful in discussed testing of the injection equipment. Its use effectively supports this process because estimation of the missing data does not pose any technical problems. As a result, the time of making measurements, which are particularly burdensome due to noisiness of unit injector system operation, is being shortened. In this aspect, even greater benefits are being obtained for power units with a larger number of cylinders.

The formulas being introduced into a spreadsheet can be applied in the testing of designs of other types, generations or manufacturers, including UPS (Unit Pump System) sets. This is because a change in the input parameters comes down to introduction of new measuring points, followed by calculation of the values of polynomial for any indirect operands. Such an approach is more convenient from the practical side because it eliminates the necessity of searching for the final form of the interpolation function. Furthermore, increasing the number of main nodes does not require recalculation of the existing difference quotients, while adaptation of the mathematical algorithm for higher degree polynomials is intuitive.

od strony technicznej. W rezultacie skrócony zostaje czas prowadzenia pomiarów, które są szczególnie uciążliwe ze względu na hałaśliwość pracy pompowtryskiwaczy. W tym aspekcie jeszcze większe korzyści uzyskuje się dla jednostek napędowych o większej liczbie cylindrów.

Formuły wprowadzone w arkusz kalkulacyjny mogą znaleźć bezpośrednie zastosowanie w badaniach konstrukcji innych typów, generacji czy producentów, w tym dla zespołów UPS (*Unit Pump System*). Zmiana parametrów wejściowych sprowadza się bowiem do wprowadzenia nowych punktów pomiarowych, a następnie obliczenia wartości wielomianu dla dowolnych argumentów pośrednich. Takie podejście jest wygodne od strony praktycznej, gdyż eliminuje konieczność poszukiwania końcowej postaci funkcji interpolującej. Ponadto zwiększanie liczby węzłów głównych nie wymaga ponownego przeliczania istniejących ilorazów różnicowych, a dostosowanie algorytmu matematycznego do wielomianów wyższych stopni odbywa się w sposób intuicyjny.

## Bibliography/Literatura

- [1] Caprotti R., Bhatti N., Balfour G.: Deposit Control in Modern Diesel Fuel Injection Systems. SAE Technical Paper 2010, 2010-01-2250.
- [2] Cheney W., Kincaid D.: Numerical Mathematics and Computing. Belmont: Thompson Learning. Inc., 2008.
- [3] Fausett L., V.: Applied numerical analysis using Matlab®. New Jersey: Pearson Education. Inc., 2008.
- [4] Forzatti P., Lietti L., Nova I., Tronconi E.: Diesel NOx after-treatment catalytic technologies: Analogies in LNT and SCR catalytic chemistry. Catalysis Today, 151/2010.
- [5] Galle J., Verhelst S., Sierens R., Goyos L., Castaneda R., Verhaege M., Vervaeke L., Bastiaen M.: Failure of fuel injectors in a medium speed diesel engine operating on bio-oil. Biomass and Bio-energy, 40/2012.
- [6] Günther H.: Common Rail – Systeme in der Werkstattpraxis. Technik, Prüfung, Diagnose. Bad Wörlhofen: Krafthand Verlag Walter Schultz GmbH, 2012.
- [7] Hussan M.J., Hassan M.H., Kalam M.A., Memon L.A.: Tailoring key fuel properties of diesel-biodiesel-ethanol blends for diesel engine. Journal of Cleaner Production, 51/2013.
- [8] Jayed M.H., Masjuki H.H., Saidur R., Kalam M.A., Jahiril M.I.: Environmental aspects and challenges of oilseed produced biodiesel in Southeast Asia. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13/2009.
- [9] Knefel T.: Technical assessment of Common Rail injectors on the ground of overflow bench tests. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 1/2012.
- [10] Quigley R., Barbour R., Fahey E., Arters D., Wetzel W., Ray J.: A Study of the Internal Diesel Injector Deposit Phenomenon. TAE International Colloquium: Fuels-Conventional and Future Energy for Automobiles, 8/2011.
- [11] Stoeck T., Abramek K.F.: Application of the polynomial interpolation method for determining performance characteristics of a diesel engine. Metrology and Measurement Systems, vol. XXI, 1/2014.
- [12] Stoeck T., Osipowicz T., Abramek K.F.: Methodology for the repair of Denso Common Rail solenoid injectors. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 2/2014.
- [13] Weiss M., Bonnel P., Kühlwein J., Provenza A., Lambrecht U., Alessandrini S., Carriero M., Colombo R., Forni F., Lanappe G., Le Lijour P., Manfredi U., Montigny F., Sculati M.: Will Euro 6 reduce the NOx emissions of new diesel cars? Insights from on-road tests with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS). Atmospheric Environment, 62/2012.
- [14] Yang W.Y., Cao W., Chung T., Morris J.: Applied Numerical Methods Using Matlab®. New Jersey: John Wiley & Sons. Inc., 2005.

Tomasz Stoeck, DEng. – doctor in the Department of Automotive Engineering at West Pomeranian University of Technology in Szczecin.

Dr inż. Tomasz Stoeck – adiunkt w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie.

e-mail: [tstoeck@wp.pl](mailto:tstoeck@wp.pl)



Tomasz Osipowicz, DEng. – doctor in the Department of Automotive Engineering at West Pomeranian University of Technology in Szczecin.

Dr inż. Tomasz Osipowicz – adiunkt w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie.

e-mail: [Tomasz.Osipowicz@zut.edu.pl](mailto:Tomasz.Osipowicz@zut.edu.pl)



## Analysis of non-standard MiG-29 engine start procedures

*The paper describes alternative start procedures if regular MiG-29 engine start procedures are disturbed. The work presents ground engine start procedures with a turbine starter and an automatic start of both engines. A procedure algorithm has been presented in case malfunctions are detected depending on the level of the malfunction complexity. Example results have been included that come from the flight operating parameters recorder showing the versatility of events that may occur when starting the MiG-29 engines.*

Key words: turbine engine, engine start, engine malfunctions

### Analiza niestandardowych procedur uruchamiania silników samolotu MiG-29

*W artykule opisano metodykę postępowania w sytuacji zakłóceń normalnych procedur uruchamiania silników samolotu MiG-29. Przedstawiono w nim uruchamianie silników na ziemi za pomocą rozrusznika turbinowego oraz uruchamianie automatyczne obu silników samolotu. Zaprezentowano algorytm postępowania przy wykryciu awarii w zależności od stopnia jej skomplikowania. Zamieszczono także przykładowe wyniki pochodzące z rejestratora parametrów eksploatacyjnych samolotów, obrazujące różnorodność niepożądanych zdarzeń, które mogą wystąpić podczas uruchomienia silników samolotu MiG-29.*

Słowa kluczowe: silnik turbinowy, uruchomienie silnika, awarie silnika

### 1. Introduction

The advancement of aviation, construed as crossing one of the uncrossable boundaries for humans, initially continued in two independent directions. The first direction were aircraft lifted by buoyancy described in the Archimedes law otherwise known as aerostats. Aerostats include balloons and airships. The other direction were aircraft capable of flying thanks to aerodynamic force generated by dynamic interaction of air and stationary or movable airfoils. Aerodynes with stationary airfoils include airplanes, gliders, hang gliders and paragliders while aerodynes with movable airfoils include helicopters, gyroplanes (rotating airfoils) and ornithopters. The first successful attempt to fly with an aircraft lighter than air took place already in the XVIII century. Aerostats and their hybrids – statodynes were a great success of aviation until the WWI when the progress in aviation weapons slowed their development because they were more susceptible to gunfire than aerodynes. Among aircraft operating because of dynamic interaction with air, the greatest advancement took place in propelled aerodynes: airplanes, rotorcrafts and ornithopters.

Planes have propulsion systems of a varied level of complexity and different principle of operation, which decide about its performance. Advancement of propulsion systems forces a development of new type of engines – starting from piston and jet engines ending with turbojet and turboprops. Today, five basic types of engines are used in aviation: piston, turbine, jet, turboprop, ramjet and rocket. The advancement of turbine jet engines that are discussed in this paper, aimed at maximizing the thrust by using afterburners or increasing the efficiency by applying fans in turbofan versions of the engines. The fundamental aim of a propulsion system is to

### 1. Wprowadzenie

Rozwój lotów nad powierzchnią ziemi, rozumianych jako przekraczanie jednej z nieosiągalnych przez człowieka granic, początkowo odbywał się w dwóch niezależnych kierunkach. Pierwszy z nich obejmował loty statkami powietrznymi, unoszącymi się w powietrzu dzięki sile wyporu opisanej przez prawo Archimidesa, nazywanych aerostatami. Do aerostatów zalicza się balony i sterowce. Drugi z kierunków dotyczy statków powietrznych utrzymujących się w powietrzu dzięki sile nośnej, powstającej przez dynamiczne oddziaływanie powietrza na nieruchome lub ruchome płaty nośne. Do aerodyn z nieruchomymi płacami nośnymi zalicza się samoloty, szybowce, lotnie i parolotnie, natomiast do aerodyn z ruchomymi płacami nośnymi należą śmigłowce i wiatrakowce wyposażone w wirujące płaty nośne oraz skrzydłowce. Już w XVIII wieku doszło do pierwszej udanej próby lotu statkiem lżejszym od powietrza. Konstrukcje aerostatów oraz ich hybryd, statodyn, były sukcesem lotnictwa do I Wojny Światowej, kiedy to postęp w dziedzinie broni przeciwlotniczej zahamował ich rozwój jako obiektów podatniejszych na ostrzał niż aerodyny. Wśród statków powietrznych utrzymujących się w atmosferze na skutek dynamicznego oddziaływania powietrza największy rozwój dotyczy aerodyn z napędem: przede wszystkim samolotów, ale także wiroplątów i skrzydłowców.

Każdy samolot wyposażony jest w zespół napędowy, o różnym stopniu złożoności i różnej zasadzie funkcjonowania, który decyduje o jego osiągnięciach. Rozwój systemów napędowych wiąże się z rozwojem nowych rodzajów silników – począwszy od silników tłokowych przez odrzutowe do turboodrzutowych i turbośmigłowych. Współcześnie w lotnictwie występuje pięć podstawowych rodzajów silni-

provide thrust necessary for a plane to perform its task [8, 9] in the entire operating range, at all altitudes airspeeds and g-loads. During the operation of an aircraft, it is necessary to provide stable operation of the propulsion system. Abrupt changes during the flight result in the occurrence of variable engine loads that are variable in time and, which exposes the engine as the main part of the aircraft to destructive forces. This is particularly the case during combat flights.

## 2. Analysis of malfunction states

Safe operation in aviation is fundamental for the success of any entity using aircraft as a tool for its operation. Safe operation is a complex issue and is influenced by a variety of factors resulting from concentration of multiple systems and connections of these systems in a relatively small space, which is necessary for a plane to function properly. Safety of a technological product is its ability to remain within the risk range not greater than the criterion value under assumed conditions of operation [11]. In aviation, criterion values are commonly applied in relation to aircraft service life. A modern turbojet engine can be operated for 40 years, but its service interval, if continuously operated, must not exceed 18 months. The greatest risk for a jet plane is improper operation of its aggregates and functional assemblies. The first direction regarding safety in aviation is related to a systematic approach already on the design stage:

- application of modern constructions and technologies,
- application of modern high quality construction materials,
- validation of assumptions through object testing,
- validation of proper prototype operation.

As regards aircraft operators, safety is ensured through appropriate selection of candidates for the profession, education and trainings, motivation, maintaining mental stamina etc. Another direction in the development of safety is related to the evaluation of systems at all stages of their existence through methods and criteria applicable for the subsequently evaluated stages. The paper discusses the second direction related to safety issues, particularly the procedures in case of aircraft malfunction. It determines the procedures for elimination of malfunctions (with examples). The available means enabling the identification of the reasons for a malfunction are [2]: technical know-how and personnel expertise, SIL (Aviation Engineering Services), data from the on-board recorders, technical documentation (manuals, bulletins, schematics etc.), tools, measurement equipment and diagnostic stands.

If an aircraft malfunction occurs, the methodology depends on the level of the malfunction complexity. Three methods have been distinguished: method I (single aircraft) – when the technician's knowledge is sufficient to remedy the problem; method II (flight) – when the knowledge of a technician and the flight commander is necessary and method III (squadron) – when the elimination of a malfunction requires the knowledge of a senior squadron technician or its commander. Figure 1 shows decision-making schematics that, together with the schematics in Fig. 2, have been developed by the authors based on the guidelines contained in manuals [3–6].

ków: tłokowe, turbinowe odrzutowe, turbinowe śmigłowe, strumieniowe i raketowe. Rozwój silników turbinowych odrzutowych, o których będzie mowa w artykule, ukie-runkowany był na zwiększanie ciągu maksymalnego przez użycie dopalaczy lub zwiększenie sprawności przez zastosowanie wentylatorów w silnikach wielostrumieniowych. Podstawowym zadaniem zespołu napędowego samolotu jest zapewnienie ciągu niezbędnego do realizacji stawianych przed samolotem zadań [8, 9], w całym zakresie eksploatacyjnym, wysokości, prędkości lotu oraz przeciążeń. Podczas eksploatacji samolotu bardzo ważne jest zapewnienie stabilnej pracy zespołu napędowego. Gwałtowne zmiany w locie powodują wystąpienie zmiennych w czasie, dodatkowych obciążeń silników, które jako główne części samolotu narażone są w locie manewrowym na dodatkowe obciążenia niszczące. Jest to szczególnie istotne podczas wykonywania manewrów bojowych.

## 2. Analiza stanów awaryjnych

Bezpieczna eksploatacja techniki lotniczej jest jednym z najistotniejszych czynników właściwego funkcjonowania każdej instytucji wykorzystującej statki powietrzne jako narzędzia swego działania. Jest to zagadnienie złożone i jest ono rezultatem wielu czynników, które wynikają z nagromadzenia na względnie małej przestrzeni bardzo dużej liczby systemów i połączeń integrujących te systemy, co jest niezbędne do właściwego funkcjonowania samolotu jako całości. Bezpieczeństwo wytworu techniki jest to zdolność tego wytworu, w założonych warunkach eksploatacji, do pozostawania w stanie ryzyka nie większego niż wartość kryterialna [11]. W lotnictwie powszechnie stosowane są wartości kryterialne w odniesieniu do okresu eksploatacji statku powietrznego. Nowoczesny silnik turboodrzutowy może być eksploatowany do 40 lat, ale jego rewers wynosi 18 miesięcy nieustannej pracy. Największym zagrożeniem samolotu odrzutowego jest niewłaściwe działanie agregatów i zespołów funkcjonalnych, będących na jego wyposażeniu. Pierwszy kierunek dotyczący bezpieczeństwa, w odniesieniu do techniki lotniczej, wiąże się z systemowym podejściem na etapie projektowania:

- wykorzystanie nowoczesnych konstrukcji i technologii,
- wykorzystanie nowoczesnych materiałów konstrukcyjnych o wysokiej jakości,
- weryfikacja założeń podczas badań obiektów,
- weryfikacja prawidłowej eksploatacji prototypu.

W odniesieniu natomiast do operatorów realizowany jest on przez odpowiedni dobór kandydatów do zawodu, kształcenie i treningi, motywowanie, podtrzymywanie kondycji psychicznej itp. Drugi kierunek rozwoju bezpieczeństwa wiąże się z oceną systemów, we wszystkich fazach ich istnienia, za pomocą metod i kryteriów przydatnych odpowiednio do kolejno ocenianych faz. W artykule zaprezentowano drugi kierunek problematyki bezpieczeństwa, a w szczególności postępowanie w sytuacji zaistnienia niesprawności statku powietrznego. Określono zasady postępowania przy usuwaniu niesprawności wraz z przykładami. Dostępnymi środkami umożliwiającymi wykrycie przyczyn niesprawności sprzętu lotniczego są [2]: wiedza techniczna i doświadczenie per-

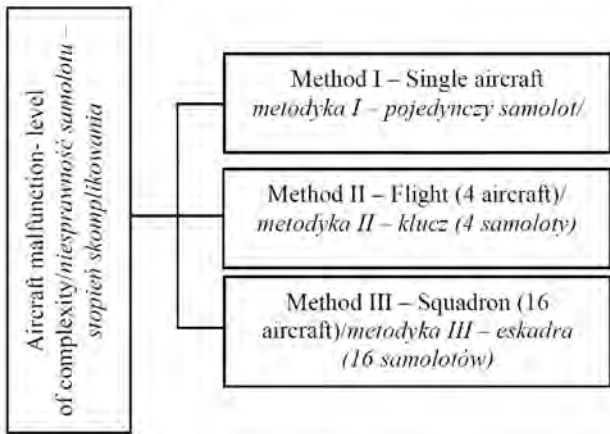


Fig. 1. Decision making schematics depending on the malfunction complexity

Rys. 1. Schemat decyzyjny zależny od stopnia złożoności wykrytej awarii

The above-given methods share a common algorithm that has been shown in a diagram in Fig. 2. The fundamental difference is the way and scope of the malfunction analysis.

In a situation in which method I applies, the following suffice: a recall of recent malfunctions of an aircraft, the analysis of the possible cause and effect relation of the current malfunction with the previous ones, evaluation of the reason for the malfunctions and the possibility of its elimination as well as proactive behavior.

If method II applies, the analysis of the malfunction conditions is based on:

- determining of the operating conditions and circumstances of the malfunction occurrence,
- recall of recent malfunctions related to the aircraft operated in a flight,

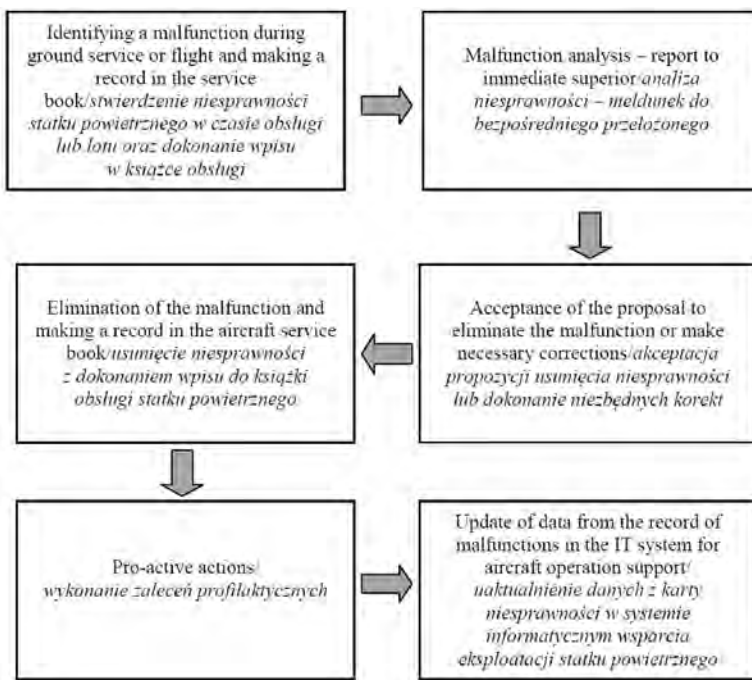


Fig. 2. Algorithm of malfunction detection

Rys. 2. Algorytm postępowania przy wykryciu awarii

sonelu latającego oraz SIL (Służba Inżynierijno-Lotnicza), dane z pokładowych urządzeń rejestrujących, dokumentacja techniczna (instrukcje, biuletyny, schematy itp.), narzędzia i aparatura kontrolno-pomiarowa, stanowiska diagnostyczne.

Przy wystąpieniu niesprawności statku powietrznego metodyka postępowania przy jej usuwaniu zależy od stopnia skomplikowania tej niesprawności. Przyjęto, że występują trzy metodyki postępowania: metodyka I (pojedynczy samolot) – gdy wystarczy wiedza technika samolotu, aby niesprawność została usunięta; metodyka II (klucz) – gdy niezbędna jest wiedza i doświadczenie technika lub dowódcy klucza oraz metodyka III (eskadra) – gdy do jej usunięcia potrzebny jest starszy technik eskadry bądź jej dowódca. Na rysunku 1 pokazano schemat decyzyjny, który wraz ze schematem z rys. 2 został opracowany przez autorów na podstawie wytycznych zawartych w instrukcjach [3–6].

Podane metodyki charakteryzuje wspólny algorytm postępowania, który przedstawiono na schemacie blokowym – rys. 2. Zasadniczą różnicą jest sposób i zakres prowadzenia analizy niesprawności.

W sytuacji, gdy ma zastosowanie metodyka I wystarczy przypomnienie niesprawności statku powietrznego zaistniałych w ostatnim okresie, analiza ewentualnego związku przyczynowego rozpatrywanej niesprawności z poprzednio występującymi, ocena przyczyny powstania i możliwości usunięcia niesprawności oraz propozycje działań profilaktycznych. Gdy jest stosowana metodyka II, analiza niesprawności polega między innymi na:

- określeniu warunków pracy i okoliczności, podczas których zaistniała niesprawność,
- przypomnieniu niesprawności zaistniałych w ostatnim okresie na samolotach eksploatowanych w kluczu,
- analizie ewentualnego związku przyczynowego rozpatrywanej niesprawności z poprzednio występującymi

nie na samolotach eksploatowanych w kluczu oraz szukanie podobieństw do niesprawności ze znanymi z informacji z biuletynów informacyjnych, telegramów,

- opracowaniu planu lokalizacji niesprawności i jej usunięcia,
- ustaleniu przyczyn niesprawności,
- sprawdzeniu, czy podobne niesprawności nie występują na innych samolotach eksploatowanych w kluczu oraz opracowaniu propozycji przedsięwzięć profilaktycznych.

Przy zastosowaniu metodyki III zakres prowadzonej analizy jest prawie zbliżony do występującego przy metodyce II, jednak dotyczy samolotów i występujących na nich niesprawności w odniesieniu do eskadry. Jeżeli wszystkie możliwości wynikające z algorytmu postępowania dla metodyki I zostają wyczerpane i nie można usunąć niesprawności, to trzeba wykonać czynności zgodnie z metodyką II, a jeśli nadal nie można usunąć niesprawności, to w następnym etapie postępuje się zgodnie z metodyką III.

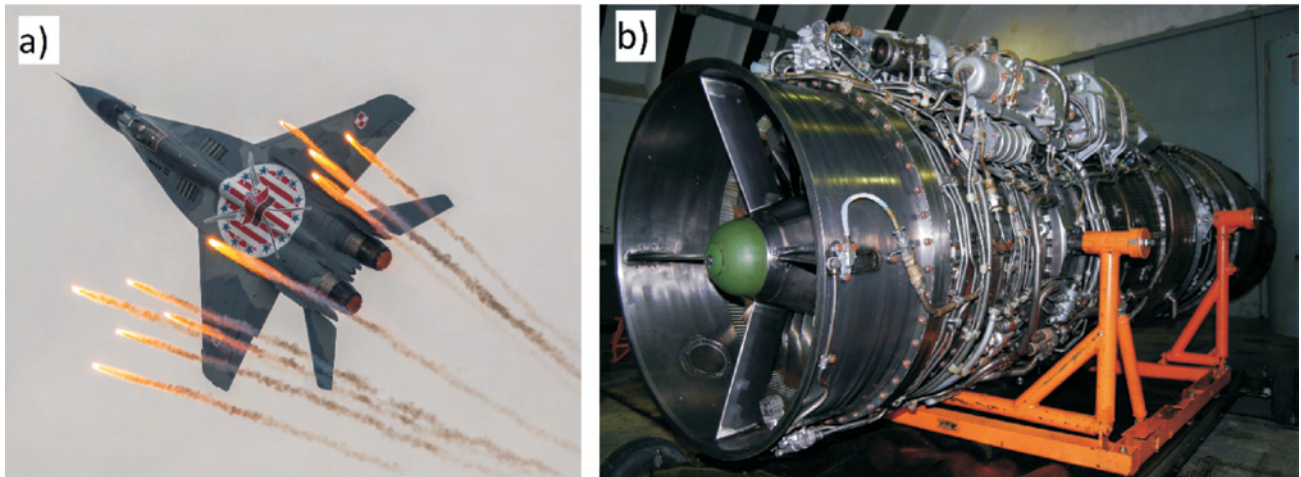


Fig. 3. Research objects: a) MiG-29, b) RD-33 engine (images by authors)

Rys. 3. Obiekty badań: a) samolot MiG-29, b) silnik RD-33 (zdj. autorów)

- analysis of possible cause and effect relation between the current malfunction with the previous ones in aircraft operated in a flight and search for similarities to other malfunctions described in bulletins,
- development of a plan how to identify the malfunction and eliminate it,
- determining the reason for the malfunction,
- checking whether similar malfunctions occur in other planes operated in a flight and developing proposals of proactive behavior.

If method III applies, the scope of analysis is almost like in method II but it is related to the aircraft (its malfunctions) of the entire squadron. If algorithm for method I is used and the malfunction cannot be eliminated, actions according to method II are to be taken and if that is unsuccessful, method II is to be applied.

### 3. Description of the research object

MiG-29 is a lightweight, high maneuverability supersonic fighter plane designed in an aerodynamic system of wings and fuselage as a single aerodynamic area. The aircraft is fitted in two RD-33 turbofan engines with afterburners. Figure 3 presents MiG-29 and one of the RD-33 engines.

The components of the RD-33 engine are [3]:

- low pressure rotor (LPR) with an axial four-stage fan and an air-cooled single stage axial turbine (nozzle system and turbine vanes),
- high pressure rotor (HPR) with an axial nine-stage compressor and an air-cooled single stage turbine (variable geometry vanes of the first two stages are adjusted depending on the angle of inclination),
- annular combustor with fuel injectors located in the general collector,
- afterburner chamber with flow mixing upstream of the afterburner,
- ultrasound outlet nozzle with smooth adjustment of critical and outlet flow,
- aggregate transfer case from the high pressure rotor,

### 3. Opis obiektu badań

Samolot MiG-29 jest lekkim, wysokomanewrowym, naddźwiękowym samolotem myśliwskim, który został skonstruowany w układzie aerodynamicznym, stanowiącym połączenie skrzydeł i kadłuba w jedną powierzchnię nośną. Zespół napędowy samolotu stanowią dwa turbodrzutowe, dwuprzepływowe silniki RD-33 z dopalaczami. Na rysunku 3 przedstawiono samolot MiG-29 oraz zdemontowany jeden z jego silników RD-33.

Elementami składowymi silnika RD-33 są [3]:

- wirnik niskiego ciśnienia (WNC) z osiowym czterostopniowym wentylatorem i jednostopniową turbiną osiową, chłodzoną powietrzem (aparatus dyszowy i łopatki turbiny),
- wirnik wysokiego ciśnienia (WWC) z osiową dziewięciostopniową sprężarką i jednostopniową turbiną, chłodzoną powietrzem (łopatki kierownicze pierwszych dwóch stopni sprężarki są regulowane w zależności od kąta natarcia),
- pierścieniowa komora spalania z wtryskiwaczami paliwa, znajdującymi się na ogólnym kolektorze,
- komora dopalacza ze wstępnym mieszaniem przepływów przed kolektorem dopalacza,
- naddźwiękowa dysza wylotowa z płynną regulacją przepływu krytycznego i wylotowego,
- skrzynka napędu agregatów silnika z napędem od wirnika wysokiego ciśnienia,
- układ automatycznej regulacji i sterowania silnikiem wraz z układem uruchamiania,
- instalacje: olejowa, poboru powietrza, kontroli parametrów pracy silnika.

### 4. Procedura rozruchu silników

Zespół napędowy samolotu na ziemi uruchamia się za pomocą rozrusznika turbinowego [1], przekazującego napęd na silniki za pomocą skrzynki napędu agregatów. Układ uruchamiania zespołu napędowego zapewnia:

- oddzielne uruchamianie silników na lotnisku w dowolnej kolejności,
- następnne uruchomienie dwóch silników,

- engine and starter automatic adjustment and control,
- systems: oil feed, air intake, parameter control.

#### 4. Engine start procedure

The engines of the aircraft are started on the ground with a turbine starter [1] transferring power to the engine through the transfer case. The engine starter system ensures:

- separate start of both engines in the airstrip in any sequence,
- sequential start of two engines,
- engine cold start and start of the turbine starter,
- automatic, semi-automatic or manual start of the engine in the air,
- backup start sequence while launching missiles or firing a gun.

The ground engine start continues as follows [3]: upon depressing of the GND START button the turbine starter begins to operate and the engine ignition system turns on. LH or RH ENGINE START light begins to flash. The clutch of the turbine starter engages and the turbine starter transfers the power to the rotor of the high-pressure compressor. At the HPR speed of 35%, the ignition automatics deactivates and the ENGINE START light stops flashing. At the HPR speed of 50% the turbine starter disengages. Sequential automatic start of two engines is done in the following manner: the start switch is in START BOTH position while the DSS controls are in the minimum engine speed position and the GND START is depressed. The engines will start automatically. Through the aggregate transfer case, the turbine starter drives the right engine first ensuring its start and speed of HPR at least 50%. Upon reception of a signal from the right engine  $n \geq 50\%$  the turbine starter switches off for 10 s in order to avoid harsh starter clutch engagement with the left engine. After 10 s, the start of the left engine begins and the turbine starter works until the engine reaches  $n \geq 50\%$ .

#### 5. Analysis of malfunction states of the MiG-29 engines

The graphs presented in Figs. 4–6 were obtained from THETYS IV- an automatic recorder of flight parameters. The graphs present the courses of:  $\alpha$ DSSp – DSS position for the right engine,  $\alpha$ DSSl – DSS position for the left engine,  $n$ Zp – compressor speed of the right engine,  $n$ Zl – compressor speed of the left engine, UPst – direct current voltage. The quantities given in the lower part of the figures are one-off commands that are not related to the discussed situations.

Figure 4 presents the course of the engine start during which a malfunction occurred. Despite average malfunction complexity, method I was applied for its elimination (method used for relatively simple malfunctions). This resulted from the fact that the analysis of the situation was taken care of by personnel with extensive experience and knowledge. During the engine start in the automatic mode, the start of the left engine was unsuccessful after the start of the right one; the reading of the left engine tachometer was zero – the start procedure was aborted.

When analyzing the recording from the OFC (Objective flight control) of an unsuccessful engine start, we can

- zimny rozruch silników i rozrusznika turbinowego,
- automatyczne, półautomatyczne lub ręczne uruchomienie silników w powietrzu,
- rozruch wyprzedzający w powietrzu podczas odpalania pocisków raketowych lub strzelania z działka.

Uruchomienie silnika na ziemi przebiega w następujący sposób [3]: po naciśnięciu przycisku uruchomienia GND START uruchamia się rozrusznik turbinowy i włącza układ zapłonu silnika. Świeci się wtedy lampka sygnalizacyjna: uruchomienie lewego lub prawego silnika LH (RH) ENGINE START. Sprzęgło rozrusznika turbinowego łączy się z uruchamianym silnikiem, po czym rozrusznik turbinowy napędza wirnik sprężarki wysokiego ciśnienia. Przy prędkości obrotowej WWC 35% wyłącza się automat zapłonowy, gaśnie przy tym lampka uruchomienia silnika, a przy prędkości obrotowej WWC 50% rozrusznik turbinowy odłącza się. Kolejne automatyczne uruchomienie dwóch silników wykonuje się w następujący sposób: przełącznik zakresu uruchomienia jest w położeniu start dwóch START BOTH; przy dźwigniach sterowania silnikami (DSS) w położeniu odpowiadającym minimalnej prędkości obrotowej oraz naciśnięciu przycisku GND START silniki uruchamiają się automatycznie. Rozrusznik turbinowy przez skrzynkę napędu agregatów napędza początkowo prawy silnik, zapewniając jego uruchomienie i osiągnięcie prędkości obrotowej wału silnika WWC nie mniejszej niż 50%. Po otrzymaniu z bloku komend granicznych prawego silnika sygnału  $n \geq 50\%$  rozrusznik turbinowy wyłącza się na 10 s, aby zapobiec uderzeniowemu połączeniu się sprzęgła rozrusznika turbinowego z wałem lewego silnika. Po 10 s następuje uruchomienie lewego silnika, przy czym rozrusznik turbinowy pracuje do osiągnięcia przez ten silnik  $n \geq 50\%$ .

#### 5. Analiza stanów awaryjnych zespołu napędowego MiG-29

Przedstawione na rys. 4–6 wykresy uzyskano z automatycznego rejestratora parametrów lotu THETYS IV. Wykresy przedstawiają przebiegi:  $\alpha$ DSSp – położenie DSS silnika prawego,  $\alpha$ DSSl – położenie DSS silnika lewego,  $n$ Zp – obroty sprężarki silnika prawego,  $n$ Zl – obroty sprężarki silnika lewego, UPst – napięcie prądu stałego. Wielkości podane w dolnej części kolumny z prawej strony rysunków są to tzw. komendy jednorazowe, które nie wiążą się z omawianymi sytuacjami. Na rysunku 4 przedstawiono przebieg rozruchu silnika, podczas którego doszło do awarii. Mimo średniej złożoności niesprawności, do jej usunięcia zastosowano metodykę I (przeznaczoną do nieskomplikowanych niesprawności). Wynikało to z tego, że analizą sytuacji zajmował się personel z dużym doświadczeniem i wiedzą. Podczas uruchamiania silnika w trybie automatycznym, po uruchomieniu silnika prawego nie nastąpiło uruchomienie lewego, pilot stwierdził brak wskazań prędkości obrotowej wału lewego silnika – rozruch przerwano.

Analizując zapis materiałów OKL (Obiektywna Kontrola Lotów) nieudanego uruchomienia silnika, można zauważyć moment, w którym uruchomił się silnik lewy. Lina żółta przedstawia prędkość obrotową wału silnika lewego, który

see a moment when the left engine starts. The yellow line denotes the speed of the left engine reaching the desired level while the blue line represents the right engine. Upon the pilot's signal that the right engine did not reach the desired speed, the operation was aborted. Following the inspection, a malfunction of the Automatic Engine Starter (AES) was identified. The component was renewed.

Complex malfunctions are eliminated in accordance with method

III. Figure 5 presents an uncontrolled change of engine speed that should remain inactive during the trial. The complexity and non-typical nature of malfunctions requires knowledge of the most experienced personnel and simultaneous multi-aspect analyses. An extended analysis based on identification of several possible causes of the malfunction allowed the identification of the actual cause of the failure. During the engine start, a simultaneous uncontrolled rev-up of both engines occurred.

The setting of the switches in the cockpit was correct (left DSS in the MG position /IDLE/, right DSS in the STOP position). The duration of the speed increase procedure lasted for approx. 25 s and then the engine speeds  $n_{2lew}$  (yellow) and  $n_{2praw}$  (blue) reached approx. 13% (state C). An analysis was performed leading to a conclusion that the reason for the malfunction might have been a faulty AES.

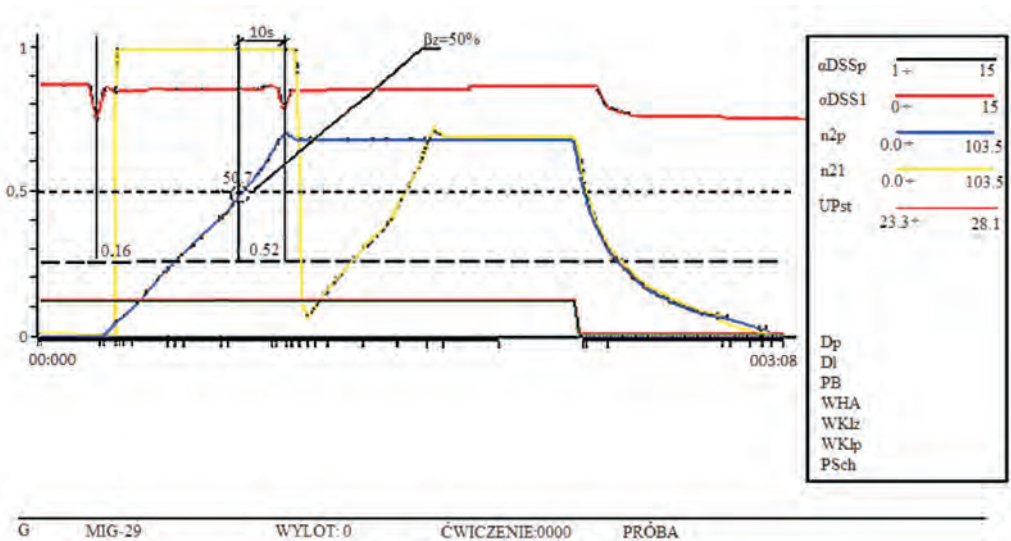


Fig. 4. Recording of the engine start in the AUTOMATIC MODE

Rys. 4. Rejestracja rozruchu silnika w trybie AUTOMAT

osiągnął oczekiwany poziom, a linia niebieska – silnika prawego. Po zasygnalizowaniu przez pilota braku oczekiwanej prędkości obrotowej wału silnika prawego nastąpiło ich wyłączenie. W wyniku przeprowadzonych kontroli stwierdzano niesprawność agregatu rozruchowego APD (z ros. Automacyjny Rozrusznik Silnika), który został zamieniony.

Skomplikowane niesprawności usuwane są zgodnie z metodyką III. Na rysunku 5 przedstawiono niekontrolowaną zmianę prędkości obrotowej silnika, który podczas próby powinien pozostać nieruchomy. Złożoność oraz nietypowość niesprawności wymusza zaangażowanie najbardziej doświadczonego personelu i analizowanie niesprawności równolegle na kilku płaszczyznach. Rozszerzona analiza oparta na weryfikacji kilku z możliwych przyczyn zaistnienia niesprawności pozwoliła na wskazanie rzeczywistej przyczyny awarii. Podczas rozruchu silnika lewego nastąpiło jednocześnie niekontrolowane zwiększenie prędkości obrotowej obu silników.

Ustawienie przełączników w kabinie było prawidłowe, DSS lewy w położeniu MG (mały gaz, zwany IDLE), DSS prawy w położeniu STOP. Czas zwiększania prędkości obrotowej wynosił ok. 25 s i po tym czasie prędkości obrotowe wału  $n_{2lew}$  (kolor żółty) i  $n_{2praw}$  (kolor niebieski) osiągnęły około 13% (stan C). Przeprowadzono analizę, w wyniku której ustalono, że powodem mogło być nieprawidłowe działanie APD.

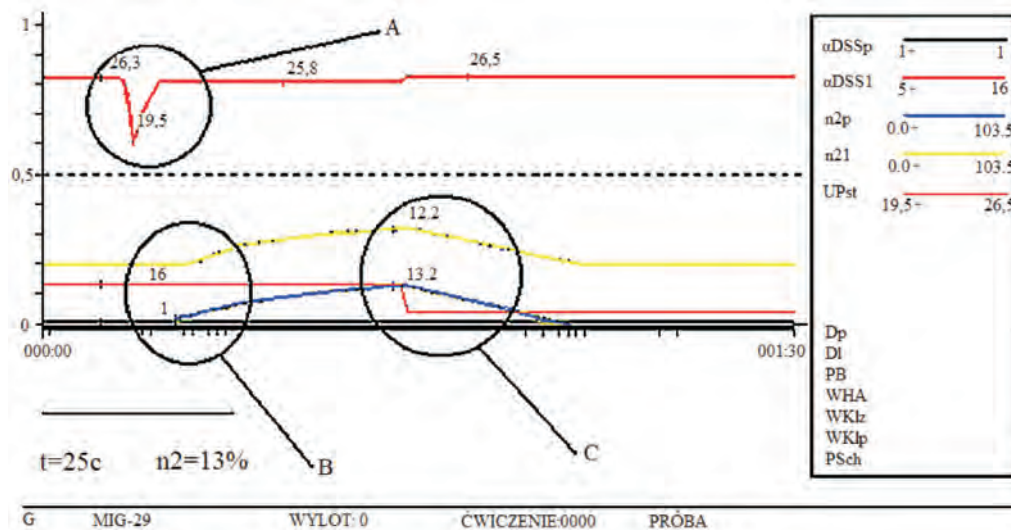


Fig. 5. Uncontrolled rev-up of one of the MiG-29 engines

Rys. 5. Niekontrolowane zwiększenie prędkości obrotowej jednego z silników samolotu MiG-29

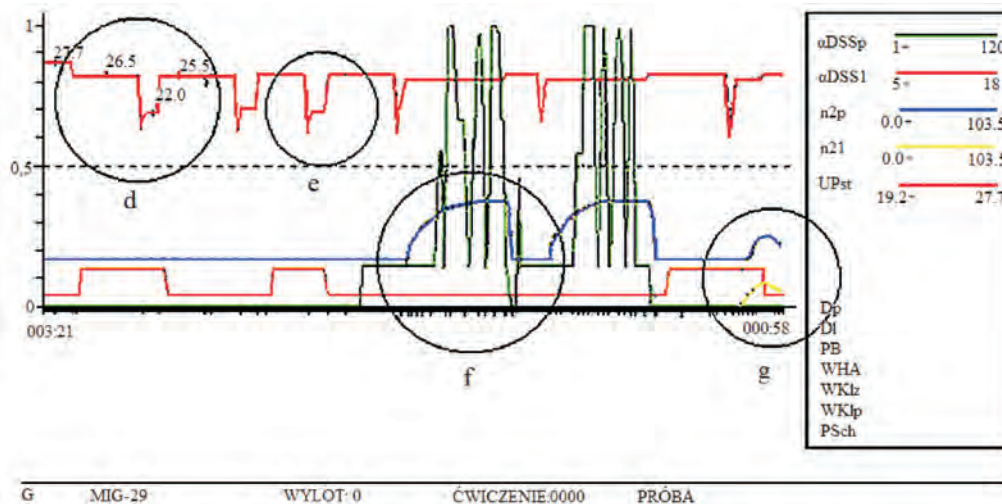


Fig. 6. Increasing the MiG-29 engine speed

Rys. 6. Próba zwiększenia prędkości obrotowej silników samolotu MiG-29

The electrical connections were checked in the AES-ATC (Aggregate Transfer Case) harness. No circuits were broken, no short circuits or incorrect resistance of the insulation in individual parts of the harness were observed (from AES to ATC). The AES was renewed. The start aggregates were checked – the operation was correct. Upon renewal of the AES and a recheck, the attempt to increase the speed of the engines was retaken as shown in Fig. 6.

From the data presented in figure 6 the following concludes:

- The attempt to increase the left engine speed was performed twice during which a high voltage drop was observed (areas d and e – red line); left engine (yellow line) did not increase speed.
- The attempt to increase the right engine speed was performed twice – the attempt was successful (area f – blue line).
- The final attempt included the increase in the speed of the left engine during which both engines began to rev up (area g).

From the analysis of the collected data, conclusions may be drawn that in a situation when both engines are started simultaneously, a very slow increase in the speed of crankshaft n2 to the values of 13% by approx. 25 seconds was observed, while during correct operation, only one engine is started and the process lasts for approx. 4–5 s. The changes of the DSS position angle shown in the figure (green line) result from the resolution of the recording system limited to 10 degrees. Such a signal is always neglected during the analysis and treated as a measurement uncertainty. The failure to start the left engine and a large voltage drop confirms that, in the ATC, clutches of both engines may have been engaged simultaneously, which resulted in a high load of the turbine starter. Since it was the left engine that the engineers attempted to start and the conditions for its start were fulfilled, it should be concluded that the clutch of the right engine was permanently engaged. It did not happen when only the right engine speed was increased. A slow start

Sprawdzono połączenie elektryczne w wiązce od APD do KSA (z ros. Skrzynka Napędu Agregatów Samolotu). Nie stwierdzono przerw, zwarć ani niewłaściwej rezystancji izolacji w poszczególnych żyłach wiązki (od APD do KSA). Zabudowano nowe APD. Sprawdzone działanie agregatów rozruchu – działanie było prawidłowe. Po wymianie APD i sprawdzeniach powtórnie przeprowadzono próbę zwiększenia prędkości obrotowej silników, co

przedstawiono na rysunku 6.

Z danych przedstawionych na rysunku 6 wynika, że:

- przeprowadzono dwukrotną próbę zwiększenia prędkości obrotowej lewego silnika, podczas której odnotowano duży spadek napięcia (obszary d i e – linia czerwona); lewy silnik (linia żółta) nie rozkręcał się,
- przeprowadzono dwukrotną próbę zwiększenia prędkości obrotowej prawego silnika – przebiegła prawidłowo (obszar f – linia niebieska),
- ostatnia próba obejmowała zwiększenia prędkości obrotowej lewego silnika, podczas której zaczęły rozkręcać się oba silniki (obszar g).

Z analizy zgromadzonych danych wynika, że w sytuacji uruchamiania dwóch silników jednocześnie odnotowano bardzo powolne zwiększanie się prędkości obrotowej wału n2 do wartości 13% przez około 25 sekund, podczas gdy przy prawidłowym działaniu uruchamiania się tylko jeden silnik i trwa to ok. 4–5 s. Pokazane na rysunku zmiany kąta położenia DSS (zielona linia) wynikają z czułości systemu rejestrującego wartości do 10 stopni. Sygnał taki jest zawsze bagatelizowany w analizie i traktowany jako niepewność pomiarowa. Nieuruchomienie lewego silnika oraz duży spadek napięcia mogą świadczyć, że były przyłączone jednocześnie dwa sprzęgła od silników w KSA, co dawało duże obciążenie turbostartera. Ponieważ miał być uruchamiany silnik lewy i były spełnione warunki do jego uruchomienia, należy wnioskować, że na stałe było załączone sprzęgło prawego silnika. Świadczyć o tym może to, że nie zauważono takich zjawisk przy zwiększeniu prędkości obrotowej tylko prawego silnika. Powolne uruchamianie dwóch silników jednocześnie potwierdza tę tezę. Przyczyną jednoczesnego uruchamiania dwóch silników była niesprawność bloku zaworów sterujących na KSA, albo sprzęgła w KSA przy uruchamianiu prawego silnika. Zostało to potwierdzone przez przedstawicieli WZL (Wojskowych Zakładów Lotniczych), którzy stwierdzili, że była to niesprawność bloku zaworów sterujących na KSA.

of both engines at the same time confirms this assumption. The reason for the start of both engines at the same time was a malfunction of the ATC control valves or the clutch when the right engine was started. This was verified by the WZL (Wojskowe Zakłady Lotnicze, Military aviation works) technicians who confirmed that this was a malfunction of the block of control valves in ATC.

## 6. Conclusions

In the paper, the authors presented the applicable methodology used in case of a MiG-29 aircraft malfunction. The operation of the aircraft fitted with two engines is more complex than it is in the case of a single-engine aircraft. The presented examples of malfunctions indicate the complexity of the problems that the ground technicians and the pilots must deal with when operating a MiG-29. The knowledge on the discussed issues must be systematically expanded during numerous trainings and courses. Proper decisions of the technicians ensure not only the safety of the pilot and the aircraft but also prompt aircraft operational readiness. The pilots and ground technicians must be well familiarized with MiG29 engine start malfunction procedures.

## 6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono obowiązujące metodologie postępowania po wykryciu awarii w samolocie MiG-29. Eksploatacja samolotu wyposażonego w dwa silniki jest trudniejsza niż samolotu jednosilnikowego. Przedstawione przykłady awarii wskazują złożoność problemów, z jakimi musi zmagać się obsługa naziemna i pilot podczas eksploatacji samolotu MiG-29. Wiedza dotycząca omawianych zagadnień musi być systematycznie uzupełniana podczas licznych szkoleń i kursów. Od właściwego postępowania obsługi zależy nie tylko bezpieczeństwo pilota i samolotu, ale przede wszystkim minimalizacja czasu niezbędnego do przywrócenia użyteczności samolotu bojowego. Procedury postępowania w sytuacji awarii podczas uruchamiania silnika samolotu MiG-29 muszą być znane pilotowi i stanowią niezbędną wiedzę obsługi technicznej.

## Bibliography/Literatura

- [1] Balicki W. i in.: Lotnicze silniki turbinowe. Konstrukcja – Eksploatacja – Diagnostyka. Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2012.
- [2] Kowalski M.: Zagadnienia diagnostyki turbinowych silników lotniczych z wykorzystaniem danych z pokładowych rejestratorów lotu. Prace Naukowe Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, z. nr 31, Warszawa 2012.
- [3] Samolot MiG-29 – Instrukcja techniki pilotowania, WLOP 176/94, Poznań 1995.
- [4] Samolot MiG-29 – Aerodynamika praktyczna, WLOP 48/91, Poznań 1992.
- [5] Silnik turbodrzutowy RD-33 – opis techniczny i eksploatacja, tom 1, Poznań 1991.
- [6] Silnik turbodrzutowy RD-33 – pis techniczny i eksploatacja, tom 2, Poznań 1992.
- [7] Staniszewski R.: Sterowanie zespołów napędowych. WKŁ, Warszawa 1998.
- [8] Szczeciński L.: Lotnicze silniki turbinowe. MON, Warszawa 1965.
- [9] Szczeciński L.: Dwuwirnikowe, dwuprzepływowe lotnicze silniki turbinowe. WKŁ, Warszawa 1971.
- [10] Wiatrek R.: Teoria silników lotniczych. WAT, Warszawa 1983.
- [11] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, Bydgoszcz 1996.

Jerzy Perczyński – Commander of Technical Services Team, 23 Airbase (23.BLT), Mińsk Mazowiecki.

*Pplk mgr inż. Jerzy Perczyński – Commander of Technical Services Team, 23 Airbase (23.BLT), Mińsk Mazowiecki.*

e-mail: [23blt@wp.mil.pl](mailto:23blt@wp.mil.pl)



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

*Plk dypl. pil. inż. Maciej Trelka – dowódca 23. Bazy Lotnictwa Taktycznego w Mińsku Mazowieckim/*

e-mail: [23blt@wp.mil.pl](mailto:23blt@wp.mil.pl)



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

*Dr hab. inż. Jarosław Bartoszewicz – adiunkt w Katedrze Techniki Ciepłej Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [Jaroslaw.Bartoszewicz@put.poznan.pl](mailto:Jaroslaw.Bartoszewicz@put.poznan.pl)



## An overview of emissions of reactive nitrogen compounds from modern light duty vehicles featuring SI engines

*This paper examines emissions of reactive nitrogen compounds in the exhaust gas flux of vehicles featuring spark ignition (SI) engines. A range of technical, legal and environmental aspects are considered. A discussion of the fundamentals of the phenomena of emission of these compounds is presented, together with a brief summary of the negative environmental impacts of these gases. Selected data obtained during chassis dynamometer testing at BOSMAL are presented, together with certain important observations presented in the technical literature. The reader is directed to recent publications of note for further information on emissions to the less well known reactive nitrogen compounds, namely  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$ . The orders of magnitude of the various reactive nitrogen compounds found in the exhaust gas emitted from SI engines are briefly considered and commented upon. Data are presented on the impact of different fuel types used in SI engines and the reader is directed to various publications on that subject. Finally, important research directions (both current and future) are identified.*

Key words: spark ignition engines, ammonia,  $\text{NO}_x$ , nitrous oxide, reactive nitrogen compounds, unregulated emissions

### O emisji reaktywnych związków azotu w spalinach nowoczesnych pojazdów samochodowych z silnikiem o zapłonie iskrowym

*W artykule zawarto analizę problematyki emisji reaktywnych związków azotu w spalinach silników samochodowych o zapłonie iskrowym (ZI). Omówiono przyczyny powstawania tych związków w spalinach silnikowych, ich emisję oraz negatywny wpływ na środowisko. Przedstawiono wybrane wyniki badań emisji reaktywnych związków azotu w odniesieniu do pojazdów zasilanych paliwami konwencjonalnymi i alternatywnymi, uzyskane w testach emisji na hamowni podwoziowej. Prezentowane wyniki porównano do wyników z tego zakresu opisanych w literaturze. Przedstawiono obecne i przyszłe kierunki badań emisji związków azotu w spalinach silnikowych.*

Słowa kluczowe: silniki samochodowe o zapłonie iskrowym, amoniak, tlenki azotu, reaktywne związki azotu, nielimitowane związki szkodliwe

#### 1. RNCs as partially regulated exhaust gas pollutants

A wide range of compounds are emitted in the exhaust gas of light-duty vehicles featuring internal combustion engines. These vary widely in terms of harmfulness and potential environmental impact, as well as familiarity and notoriety. The 'classic' gaseous pollutants found in this gas flow include HC, CO and  $\text{NO}_x$ . Methane ( $\text{CH}_4$ ) and carbon dioxide ( $\text{CO}_2$ ) have now been included in this category in certain contexts, no doubt linked to the fact that both are important greenhouse gases.

However, it has long been known that other types of compound with potentially deleterious effects are present in vehicular exhaust gas, yet remain unregulated in most (or all) jurisdictions. This group of compounds includes ammonia ( $\text{NH}_3$ ) and nitrous oxide ( $\text{N}_2\text{O}$ ); it could also be argued that NO and  $\text{NO}_2$  should be included in this category, since at present they are regulated together as  $\text{NO}_x$  ( $\text{NO} + \text{NO}_2$ ), rather than as individual compounds. This paper focuses on these four compounds ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ), which are termed 'reactive nitrogen compounds' (RNCs; for self-explanatory reasons). Emissions of  $\text{NO}_x$  from spark ignition engines, while much lower than from compression ignition engines, are non-negligible; the subject has received much attention in the technical literature and in terms of inventions and patents.

The subject of emissions of  $\text{NH}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}$  and total RNCs from automotive SI engines has received much less attention in the technical literature, although the first example (a chassis dynamometer study of  $\text{NH}_3$  emissions) dates from 1967 [1] and there has been something of an upsurge in the number of publications in recent years (e.g. [2–8]).

#### 2. The environmental impacts of RNCs

The entire group of compounds which can be termed 'RNCs' is in fact quite broad, including organonitrates ( $\text{C}_x\text{H}_y\text{N}_z$ ), nitrates and nitrites; however, such exotic species are not thought to be produced in internal combustion engines (or in their aftertreatment systems) in meaningful quantities. A possible exception to this could be the products of reactions between RNCs and particulate matter, but that phenomenon is beyond the scope of this paper and will not be discussed here. This paper will discuss the RNCs which are of interest in the automotive context ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ).

Since  $\text{NO}_x$  is the most well known of the RNCs, it is also the compound whose environmental impact is best understood, at least by non-specialists; the link between  $\text{NO}_x$  and acid rain and photochemical smog has been known for decades. NO and  $\text{NO}_2$  differ in terms of reactivity, density, toxicity and even odour and colour, but notwithstanding these differences, it is often most convenient to handle

both together as  $\text{NO}_x$ . The environmental impacts of  $\text{NO}_x$  are wide-ranging and well understood, having a particular impact on the formation of acid rain. However, these gases have zero global warming potential and do not deserve any attention whatsoever in that context.

The impacts of ammonia are also varied and widespread [2]. Like  $\text{NO}_x$ , the gas is a toxic pollutant. Ammonia also has a characteristic unpleasant odour which is detectable by humans at low concentrations. Ammonia readily reacts with various gases to form 'secondary' particulate matter; many reactions of this type have ammonia as the limiting reagent and so an abundant supply of ammonia ensures that these irreversible reactions proceed rapidly [2]. Such reactions are not merely a chemical curiosity – in Europe up to 90% of the ambient particulate matter load is formed via reactions between various gases, including ammonia [2, 7]. Ambient ammonia has been identified as a gas of key concern regarding air quality in terms of particulate matter [2, 7].

The effects of  $\text{N}_2\text{O}$  can be divided into two broad categories: effects as a toxic pollutant and effects as a greenhouse gas. Where concentrations are significantly high, short term exposure can cause feelings of euphoria and reduced consciousness; longer term exposure can result in damage to bone marrow and the peripheral nervous system; harmful effects on pregnant women have also been reported. The gas is heavier than air and can accumulate in sinks, where it readily reacts with other gases. In extreme cases, sufficient concentrations can even create a fire/explosion risk, although it should be stressed that the concentrations present in vehicular exhaust are low and that concentrations at roadside may not be sufficient to cause noticeable effects on humans. However, the other type of problem caused by  $\text{N}_2\text{O}$  relates to its high global warming potential (GWP): 310 over a 100-year window [9], caused in no small part by an atmospheric lifetime of 120 years [9]. Much less  $\text{N}_2\text{O}$  than  $\text{CO}_2$  is emitted, and so the quantity and GWP values cancel each other out to a certain extent. Over the period 1990-2011, 5% of  $\text{N}_2\text{O}$  emissions in the USA were estimated to be from transport [9]. If stationary combustion sources (generators, incinerators, heating systems, etc) are included, this figure rises to 11% [9]. It is for these reasons that the US EPA has introduced an emissions limit for  $\text{N}_2\text{O}$  of 0.01 g/mile [10]. In other markets, no emissions limits have been set, although interest is growing.

### 3. The formation of RNCs in a SI powertrain

Where the term 'powertrain' is used, this includes the engine itself as well as the exhaust gas aftertreatment system(s) (hereafter collectively ATS). This is an important point, since the abundances of the various RNCs can be very different depending on whether one is examining the exhaust gas at the engine out location, or downstream of the ATS. The entire group of compounds which can be termed RNCs is in fact quite broad, including organonitrates ( $\text{C}_x\text{H}_y\text{N}_z$ ) and nitrates and nitrites; however, such exotic species are not thought to be produced in internal combustion engines or their aftertreatment systems in meaningful quantities. A possible exception to this could be the products of reactions between RNCs and particulate matter, but that phenomenon

is beyond the scope of this paper and will not be discussed here. This paper will discuss the RNCs which are of interest in the automotive context ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ).

Regarding the formation of  $\text{NO}_x$ , the two member compounds ( $\text{NO}$  and  $\text{NO}_2$ ) are not of equal importance. The formation of  $\text{NO}$  in SI engines is well understood, being closely related to load, temperature and enrichment. Formation of  $\text{NO}_2$  within an SI engine is limited, such that the engine out  $\text{NO}_x$  flux is dominated by  $\text{NO}$  [8] – proportions vary with operating point, but are frequently as high as ~100%. The formation of  $\text{NO}_x$  within the cylinder has been the subject of a great number of technical publications and literature reviews and the subject will not be commented on further here. After passing through a TWC which has surpassed its light-off temperature, the concentration of  $\text{NO}_x$  in the exhaust gas is generally greatly reduced, (as long as the value of  $\lambda$  has not fallen much below 1), again with significantly more  $\text{NO}$  than  $\text{NO}_2$ .

For  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$  the situation is very different. Formation of these gases within the engine is very limited. Where emissions are measured from a vehicle (or powertrain) which does not feature a TWC, very low concentrations of these two compounds are detected. Both gases are present in the intake air in very low concentrations, but the combustion reaction occurring within the uncatalysed environment of the cylinder is not conducive to significant formation of either gas.

In a TWC, however, metals specifically chosen for their nitrogen compound selectivity are present, which can act as catalysts for formation of both  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$ . A range of chemical reactions which form  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$  are suspected to occur within a TWC under certain conditions. (See [2, 7, 11, 12] and references therein for reviews of these processes and reactions.)

To aid understanding of the formation and emissions of RNCs it can be helpful to consider the flux of nitrogen atoms through the powertrain. The key fluxes of nitrogen and nitrogen-based species are shown in Figure 1. For the specific case of ammonia – which has not been studied as extensively as  $\text{NO}_x$  – the situation is rather complex, as represented conceptually in Figure 2.

A notable feature of the simplified schematic presented in Figure 2 is the participation of a wide range of species – implying that ammonia can be formed under a range of chemical conditions and relative abundances of other species in the exhaust gas. Multiple reactions may even occur simultaneously, thereby potentially multiplying  $\text{NH}_3$  emissions.



Fig. 1. A schematic of the fluxes of nitrogen and nitrogen-containing chemical species into and out of a TWC. (Note that the outputs include all the RNCs considered in this paper)

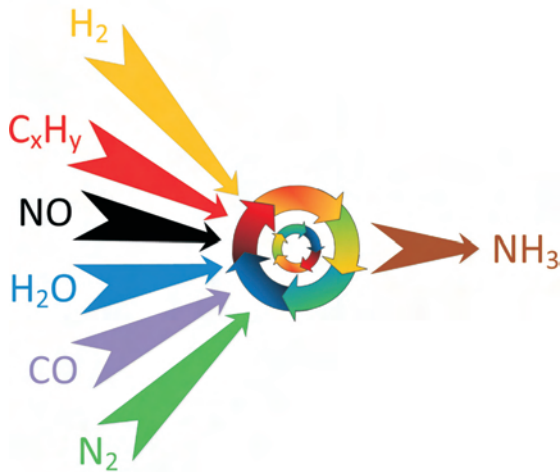


Fig. 2. A wide range of reagents potentially supply a range of reactions which can produce ammonia – research into NH<sub>3</sub> formation on a TWC is ongoing

Some simple considerations of the order of magnitude of various RNCs are presented in [8]. A key conclusion of that study was that for the vehicle tested, NH<sub>3</sub> made up approaching 20% of the total RNCs emitted when a passenger car was run over the standard European test cycle, while proportions of N<sub>2</sub>O were much lower.

Another key area of interest is the impact of fuel type (and chemistry) on emissions of RNCs. This subject is explored in section 4.

#### 4. RNC emissions testing

Measurement of RNC emissions from vehicles has been performed in three major ways: dynamometer studies performed under laboratory conditions, via on-board analysis of exhaust gases and by remote sensing methods.

Since NO<sub>x</sub> is regulated, laboratory studies tend to follow the mandated measurement procedure for NO<sub>x</sub> measurement closely, although other techniques (such as modal analysis of undiluted exhaust gas) are also employed. The other RNCs (and NO and NO<sub>x</sub> individually) are not regulated, and so a variety of methods are employed by researchers investigating emissions in the laboratory.

On-board measurements and remote sensing studies have their own requirements regarding equipment suitability, sensitivity and portability. BOSMAL has extensive experience in measuring both NO<sub>x</sub> and the unregulated RNCs under laboratory conditions. Work conducted at BOSMAL over the past few years has made use of BOSMAL's advanced climate-controlled emissions testing laboratory (see [13, 14] and Figures 3 and 4), supplemented with a range of analysers for the quantification of unregulated RNCs (Fig. 5). The majority of these analysers sample raw (undiluted) exhaust gas to produce a concentration value, which can be multiplied by the density of the RNC in question and the measured exhaust flow rate to produce mass-based emissions. Analyzers used by BOSMAL for this type of testing have included units based on Fourier Transform Infra-Red spectroscopy, chemiluminescence and laser diode detector methods, although other options exist (e.g. photoacoustic methods) [2]. Different fuels have also been tested, including standard petrol, petrol-ethanol blends, LPG and CNG.

Some sample results obtained in the aforementioned manner are presented below in Figures 6–11.

The impact of engine type (direct injection/indirect injection) and fuel type on RNC emissions are all important research directions. Other studies have also assessed the impact of usage of alternative fuels on RNC formation (e.g. [7, 8, 12, 15]) – and a very large number of studies have reported NO<sub>x</sub> emissions from vehicles running various fuel types.

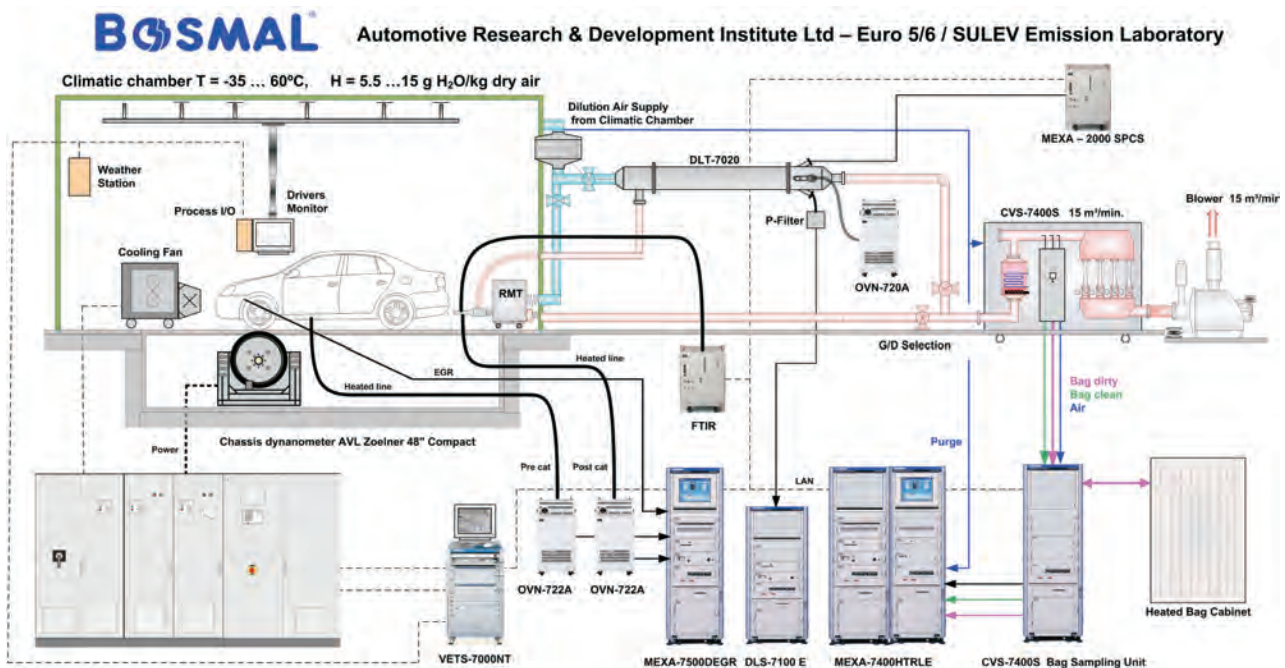


Fig. 3. BOSMAL's exhaust emission laboratory, as used in research into RNC emissions. An FTIR analyser is shown in the system layout, but other analyser types were also employed

A 2012 study [7] examined the impact of LPG and CNG on  $\text{NH}_3$  emissions, finding no real change for LPG but a substantial reduction for CNG (compared to standard petrol). However, such findings are not always observed – for CNG in particular [8].



Fig. 4. Interior view of BOSMAL's exhaust emission laboratory, showing a vehicle mounted on the chassis dynamometer, together with the driver's aid (monitor) and the windspeed fan, all within the climatic chamber (-35 °C to +60 °C)



Fig. 5. A specialized automotive emissions analyser for measuring concentrations of  $\text{NH}_3$  in the exhaust gas of multiple vehicle types

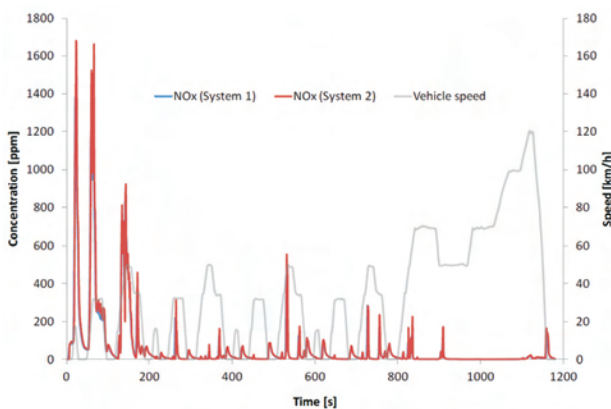


Fig. 6.  $\text{NO}_x$  concentration traces measured from the exhaust of a small Euro 5 passenger car using two different analysers, over the NEDC

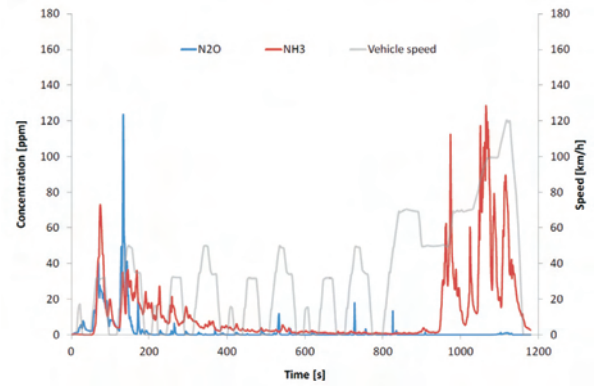


Fig. 7.  $\text{N}_2\text{O}$  and  $\text{NH}_3$  concentration traces measured from the exhaust of a small Euro 5 passenger car using two different analysers, over the NEDC

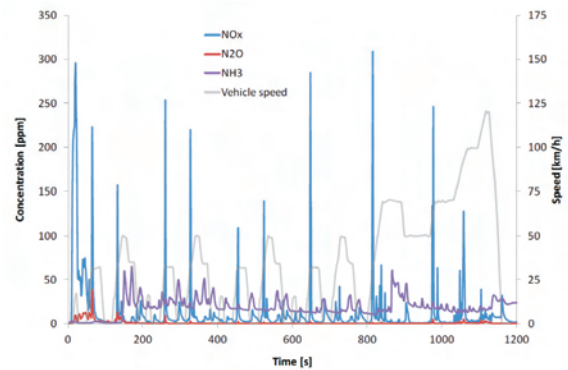


Fig. 8.  $\text{NO}_x$ ,  $\text{N}_2\text{O}$  and  $\text{NH}_3$  concentration traces measured from the exhaust of a medium displacement direct injection Euro 5 passenger car using a laser-based analyser, over the NEDC

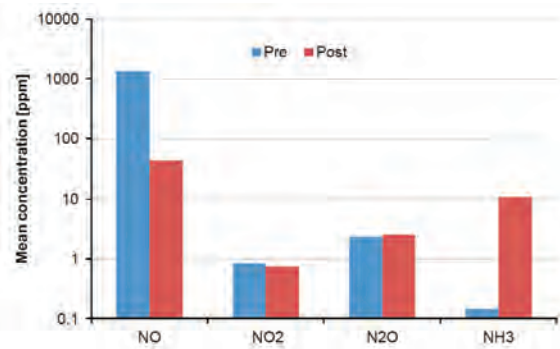


Fig. 9. An analysis of mean RNC concentrations in the exhaust gas (both pre cat and post cat) of a small passenger car obtained over the NEDC (note the log10 scale)

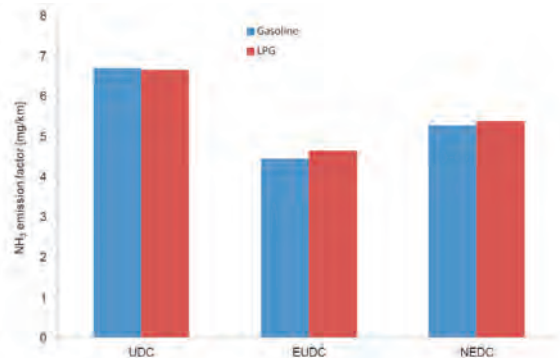


Fig. 10. Mass-based emissions of  $\text{NH}_3$  from a bifuel passenger car running on petrol and LPG in turn

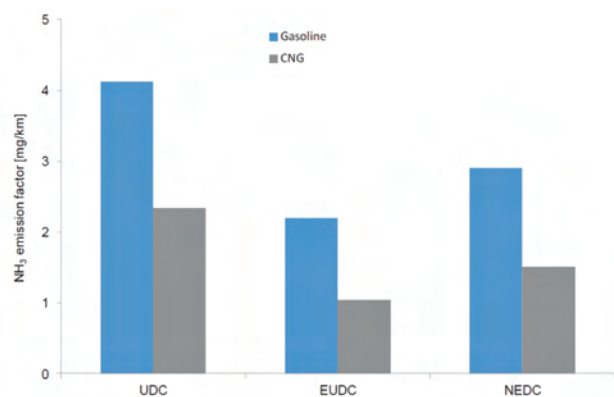


Fig. 11. Mass-based emissions of  $\text{NH}_3$  from a bifuel passenger car running on petrol and CNG in turn

In one study [15], mean concentrations of RNCs obtained over the two phases of the NEDC showed varying responses to increased fuel ethanol content; the impact of alternative fuels on RNCs and unregulated emissions in general remains a very important research topic.

Various vehicle engine operation metrics have been investigated for their correlations with emissions of RNCs. Abundant discussions of the impact of vehicle duty cycle, temperature etc on emissions of  $\text{NO}_x$  are to be found in the literature. For discussion relating to correlations with emissions of  $\text{N}_2\text{O}$  see [11, 12, 16] for the case of  $\text{NH}_3$  see [2, 5, 6, 8, 17].

## 5. RNC mitigation strategies

Since TWCs are essential for SI engines to meet the current (and future) stringent exhaust emissions limits, the TWC must feature as a central component in any strategy to limit RNC emissions. As this paper has shown, TWCs are both part of the solution and part of the problem: they are effective in reducing  $\text{NO}_x$ , but the outputs of this process include  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$ , in addition to the inert, harmless form of nitrogen ( $\text{N}_2$ ). Development of advanced SI internal combustion engines must consider aftertreatment as an integral part of the system. The chemical composition, flowrate and temperature of the exhaust gas under real operating conditions should be examined in order to design TWCs which maximize the proportion of  $\text{N}_2$  they output. This process will necessarily include detailed analysis of current and future fuel types and their influence on the aforementioned factors. Since the nitrogen input is solely in the form of intake air (as liquid hydrocarbon fuels contain negligible nitrogen), reducing the amount of air flowing through the system is an possible strategy for reducing RNC emissions [9]. In practical terms, this means reducing fuel consumption. Indeed, the EPA has identified that strategy as a way of bringing down  $\text{N}_2\text{O}$  emissions [9]. That being said, certain strategies which aim to reduce fuel consumption (downsizing, boosting, changes to injection timing, cylinder deactivation, etc) can increase engine load, which itself has impacts on RNC formation, the effectiveness of catalytic removal and the resulting exhaust emissions. Efforts to promote cooling and reduce the high temperatures encountered at very high load may also help [2].

## 6. Conclusions & summary

Emissions of RNCs from modern light duty vehicles with SI engines are noteworthy, even if the numerical values are somewhat low and certain species ( $\text{NO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ) are often present at very low concentrations. However, what all these species have in common is that they are based on one (or two) nitrogen atom(s) and – generally speaking – their concentrations are altered in a TWC – greatly reduced in the case of  $\text{NO}$  and massively increased in the case of  $\text{NH}_3$ , with much smaller changes for  $\text{NO}_2$  and  $\text{N}_2\text{O}$ .

While  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$  remain unregulated, there is not much incentive for ATS and vehicle manufacturers to limit these emissions. Indeed, the various trade-offs which exist between individual RNCs imply that at times higher emissions of  $\text{NH}_3$  and  $\text{N}_2\text{O}$  may be desirable from the manufacturer's point of view, as a means of reducing  $\text{NO}_x$  emissions [8]. The setting of emissions limits for  $\text{N}_2\text{O}$  and  $\text{NH}_3$ , or even of a total RNC limit, would radically change this situation and provide strong motivation to maximize exhaust emissions of  $\text{N}_2$  [7].

As emissions of  $\text{NO}_x$  from modern vehicles equipped with SI engines reach very low levels, the magnitude of emissions of other RNCs becomes more significant in comparison, raising questions over the viability of only having a limit for  $\text{NO}_x$ . The introduction of a limit for  $\text{N}_2\text{O}$  in the USA [10] is surely a sign of increased concern over 'the other RNCs' (i.e. RNCs other than  $\text{NO}_x$ ), although it should be noted that the  $\text{N}_2\text{O}$  limit set out in [10] was introduced more out of concern over  $\text{N}_2\text{O}$ 's GWP than its air quality impacts.

All the RNCs discussed in this paper have negative impacts on air quality.  $\text{NO}_x$  is the best known example, and the only regulated compound, but RNCs can be viewed as a harmful chemical continuum – in this context they are an obvious target for emissions reduction in the context of improving air quality. Future automotive emissions legislation (and test procedures) may one day be extended to reflect this fact.

However, at present, there are multiple open questions surrounding sampling and measurement, and so research into test methods and research equipment is arguably as important as emissions data themselves. Other areas which require further investigation are correlates with RNC emissions, trade-off type relationships (see e.g. [2, 7, 8]) and the impact of usage of alternative fuels. Within the last category, two cases are of particular interest: testing of ethanol-petrol blends and testing of CNG. Such fuels are currently thought to be promising options for future transportation fuels, and so investigations into emissions as harmful as RNCs are certainly warranted for those fuel types, in order to inform both technical and political decisions regarding usage of alternative fuels.

From the environmental point of view, emissions of such reactive, toxic compounds are a key concern. When coupled with the direct and indirect effects of the RNCs (which range from irritation of mucous membranes to climate forcing effects), it would appear that work on RNC emissions from all sources (including combustion engines) is a research priority with multi-disciplinary dimensions.

## Nomenclature

CH <sub>4</sub>	methane	NH <sub>3</sub>	ammonia
CNG	compressed natural gas	NO	nitrogen oxide
CO <sub>2</sub>	carbon dioxide	NO <sub>2</sub>	nitrogen dioxide
EUDC	Extra-Urban Driving Cycle	NO <sub>x</sub>	oxides of nitrogen
FTIR	Fourier transform infra-red	RNC <sub>x</sub>	reactive nitrogen compounds
GWP	global warming potential	SI	spark ignitron (engine)
LPG	liquified petroleum gas	TWC	three-way catalyst
N <sub>2</sub> O	nitrous oxide	UDC	Urban Driving Cycle
NEDC	New European Driving Cycle		

## Bibliography

- [1] Harkins J., Nicksic S.: Ammonia in Auto Exhaust. Environmental Science and Technology, 1967, 1(9): 751-752, doi: 10.1021/es60009a002.
- [2] Bielaczyc P., Swiątek A., Woodburn J.: A technical discussion of the emission of ammonia from SI vehicles fitted with three-way catalysts. Combustion Engines / Silniki Spalinowe, 2011, 1/2011 (144): 63-71, paper PTNSS-2011-SS1-108.
- [3] Heeb N., Saxer C.J., Forss A.-M., Brühlmann S.: Correlation of hydrogen, ammonia and nitrogen monoxide (nitric oxide) emissions of gasoline-fueled Euro-3 passenger cars at transient driving. Atmospheric Environment, 2006, 40:3750-3763, doi: 10.1016/j.atmosenv.2006.03.002
- [4] Heeb N., Saxer C.J., Forss A.-M., Brühlmann S.: Trends of NO-, NO<sub>2</sub>-, and NH<sub>3</sub>-emissions from gasoline-fuelled Euro-3 to Euro-4-passenger cars. Atmospheric Environment, 2008, 42:2543-2554, doi: 10.1016/j.atmosenv.2007.12.008
- [5] Heeb N., Forss A.-M., Brühlmann S., Lüscherb R., Saxer C.J., Huga P.: Three-way catalyst-induced formation of ammonia – velocity- and acceleration-dependent emission factors. Atmospheric Environment, 2006, 40:5986-5997, doi: 10.1016/j.atmosenv.2005.12.035
- [6] Huai T., Durbin T., Younglove T., Scor, G., Barth M., Norbeck J.M.: Vehicle Specific Power Approach to Estimating On-Road NH<sub>3</sub> Emissions from Light-Duty Vehicles. Environ. Sci. Technol., 2005, 39:9595-9600. doi: 10.1021/es050120c.
- [7] Bielaczyc P., Szczotka A., Swiątek A., Woodburn J.: A Comparison of Ammonia Emission Factors from Light-Duty Vehicles Operating on Gasoline, Liquefied Petroleum Gas (LPG) and Compressed Natural Gas (CNG). SAE Int. J. Fuels Lubr., 2012, 5(2): 751-759, doi:10.4271/2012-01-1095.
- [8] Woodburn J., Bielaczyc P., Szczotka A.: Chassis Dynamometer Testing of Ammonia Emissions from Light-Duty SI Vehicles in the Context of Emissions of Reactive Nitrogen Compounds, SAE Technical Paper 2013-01-1346, 2013, doi:10.4271/2013-01-1346.
- [9] United States Environmental Protection Agency – Overview of Greenhouse Gases: N<sub>2</sub>O, <http://www.epa.gov/climatechange/ghgemissions/gases/N2O.html>
- [10] United States Environmental Protection Agency, Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emission Standards and Corporate Average Fuel Economy Standards; Final Rule, Federal Register / Vol. 75, No. 88, 2010
- [11] Lipman T.E., Delucchi M.A.: Emissions of Nitrous Oxide and Methane from Conventional and Alternative Fuel Motor Vehicles, Climatic Change, 53/4, 2002, doi: 10.1023/A:1015235211266
- [12] Borsari V., de Assunçã, J.: Nitrous oxide emissions from gasoline and CNG light duty vehicles 2012, doi: 10.1007/s10584-011-0203-9
- [13] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: Development of vehicle exhaust emission testing methods – BOSMAL's new emission testing laboratory. Combustion Engines / Silniki Spalinowe, 2011, 144:3-12, paper PTNSS-2011-SS1-101.
- [14] Bielaczyc P., Pajdowski P., Szczotka A., Woodburn, J.: Development of automotive emissions testing equipment and test methods in response to legislative, technical and commercial requirements, Combustion Engines / Silniki Spalinowe, 1/2013, 28-41, paper PTNSS-2013-103.
- [15] Bielaczyc P., Klimkiewicz D., Pajdowski P., Szczotka A., Woodburn, J.: An examination of the effect of ethanol-gasoline blends' physicochemical properties on emissions from a light-duty spark ignition engine, Fuel Processing Technology, 107, 50-63 2012, doi:10.1016/j.fuproc.2012.07.030.
- [16] Graham L.A., Belisle S.L., Rieger P.: Nitrous oxide emissions from light duty vehicles, Atmospheric Environment, 43 2031-2044, 2009, doi: 10.1016/j.atmosenv.2009.01.002.
- [17] Bielaczyc P., Swiątek A., Woodburn J.: Investigations of Ammonia Emissions from Euro 5 Passenger Cars Over a Legislative Driving Cycle, Lecture Notes in Electrical Engineering Volume 189, 671-685, 2013, doi: 10.1007/978-3-642-33841-0\_52.

Andrzej Szczotka, DEng. – doctor in Engine Research Department at the BOSMAL Automotive Research & Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.

*Dr inż. Andrzej Szczotka – adiunkt w Zakładzie Badań Silników Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.*

e-mail: [andrzej.szczotka@bosmal.com.pl](mailto:andrzej.szczotka@bosmal.com.pl)



Piotr Bielaczyc, DEng. – head of the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.

*Dr inż. Piotr Bielaczyc – kierownik Zakładu Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.*

e-mail: [piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl](mailto:piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl)



Joseph Woodburn, MSci. – researcher at the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biała.

*Mgr inż. Joseph Woodburn – inżynier ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biała.*

e-mail: [joseph.woodburn@bosmal.com.pl](mailto:joseph.woodburn@bosmal.com.pl)



## Research on a prototype spark ignition (SI) variable compression ratio engine fitted with a pneumatic energy accumulator

*The paper describes investigations performed on a prototype variable compression ratio engine fitted with a pneumatic energy accumulator. The engine was built in the Chair of Vehicles and Basics of Machine Design at Lodz University of Technology. Due to the design and principle of operation, the engine may be an alternative to the already existing VCR engines. The pneumatic energy accumulator fitted in the cylinder head with an additional moving piston allows continuous adjustment of the compression ratio. The system is adaptive and adjusts itself to the engine load, reducing the increment of maximum pressure inside the cylinder. The research focuses on the influence of adjustment parameters of the energy accumulator on the movement of the additional piston and engine performance. Engine operation stability and reproducibility of the cycles has also been investigated. An attempt was made to characterize the engine and the energy accumulator in terms of efficiency and range of applicability (profitability of application).*

Key words: engine, variable compression ratio, pneumatic energy accumulator, prototype, additional piston

### Badania prototypowego silnika ZI o zmiennym stopniu sprężania wyposażonego w pneumatyczny akumulator energii

*W artykule opisano badania prototypowego silnika o zmiennym stopniu sprężania wyposażonego w pneumatyczny akumulator energii. Silnik zbudowano w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej. Ze względu na swą konstrukcję i zasadę działania jest to pewna alternatywa dla dzisiejszych rozwiniętych już konstrukcji silników VCR. Zamontowany w głowicy pneumatyczny akumulator energii z ruchomym dodatkowym tłokiem pozwala na ciągłą regulację stopnia sprężania. Regulacja ta jest również adaptacyjna i dostosowuje stopień sprężania do obciążenia silnika, ograniczając wzrost ciśnienia maksymalnego w cylindrze. W badaniach skupiono się nad wpływem parametrów regulacyjnych akumulatora energii na ruch dodatkowego tłoka oraz osiągi silnika. Badano także stabilność pracy i powtarzalność cykli. Podjęto próbę scharakteryzowania silnika i pneumatycznego akumulatora energii pod względem sprawności i wyznaczenia przedziału stosowalności (opłacalności efektów stosowania).*

Słowa kluczowe: silnik, zmienny stopień sprężania, pneumatyczny akumulator energii, prototyp, dodatkowy tłok

#### 1. Introduction

One of the ways to boost the efficiency of a combustion engine is to increase the compression ratio. This is particularly the case for spark ignition engines, operating at small or medium loads, when the throttle is half closed and the cylinder filling is low [5]. The compression ratio could then approximate that of diesel engines, yet, under high loads, the properties of gasoline limit the compression ratio to lower values. Such a situation can be remedied by varying of the compression ratio (VCR) where the compression ratio increases along with the reduction of load.

Despite the already existing prototype pre-production VCR engines, the most matured of which are: MCE-5, Saab SVCi Lotus Omnivore [6, 15, 13], it is still possible to build a VCR engine of a novel design and quite different principle of operation. Such an engine was developed at the Chair of Vehicles and Basics of Machine Design at Lodz University of Technology and the applied solutions are under patent protection [1].

#### 2. The engine

The prototype four-stroke engine based on a modified 126A1.076/E unit of Fiat 126 was equipped with entirely new cylinder head in which a pneumatic energy accumula-

#### 1. Wprowadzenie

Jednym ze sposobów zwiększenia sprawności silników spalinowych jest podniesienie stopnia sprężania. Dotyczy to szczególnie silników ZI, pracujących pod małym i średnim obciążeniem, gdy przepustnica jest przymknięta, a napełnienie cylindra małe [5]. Stopień sprężania mógłby wówczas dorównywać wartościom stosowanym w silnikach ZS, choć przy dużym obciążeniu właściwości benzyny ograniczają stopień sprężania do wartości niższych. Tak postawione warunki może spełnić silnik o zmiennym stopniu sprężania – VCR (*Variable Compression Ratio*), w którym stopień sprężania zwiększa się wraz ze spadkiem obciążenia.

Choć powstało już kilka prototypów przedprodukcyjnych silników VCR, wśród których za najbardziej „dojrzałe” można uznać: MCE-5, Saab SVCi Lotus Omnivore [6, 15, 13], to wciąż możliwe jest zbudowanie silnika VCR o nowej konstrukcji i odmiennej koncepcji działania. Silnik taki powstał w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej, a zastosowane w nim rozwiązania chronione są patentem [1].

#### 2. Badany silnik

Prototypowy czterosuwowy silnik, który powstał w wyniku modyfikacji silnika 126A1.076/E samochodu

tor (PEA) with an additional piston was installed [2]. Such a solution allows changing the compression ratio in a continuous way and during the power stroke high pressure inside the cylinder is maintained. Additionally, despite high com-



Fig. 1. The prototype engine on the test stand  
Rys. 1. Prototypowy silnik na stanowisku badawczym

pression ratio, the value of the maximum pressure is close to that of the original engine. The above best describe how an engine with an active and adaptive combustion chamber was developed (Fig. 1).

The diagram explaining the principle of operation of the new cylinder head designed for the prototype engine has been shown in Fig. 2. In the cylinder head, an additional piston was fitted (3), whose flat crown was directed towards the combustion chamber (8) and is its movable wall. The other, glass-shaped side of the piston is located in the compressed air chamber (1) working as a gas spring. The hardness of this spring is adjustable owing to the change of the chamber volume and the initial tension caused by changing the pressure inside the chamber. The glass-shaped piston allows a significant reduction of the pressure in the upper chamber compared to the high pressure in the main engine cylinder, thanks to which the process of pneumatic spring hardness control is much easier.

As long as the resultant force of the cylinder pressure and the pressure in the lower tank (6) is smaller than the force of the air spring above the additional piston, the piston remains in the lowest, zero position and the engine compression ratio is 17. When the pressure inside the cylinder increases to overcome the initial force of the spring, the piston lifts and the compression ratio is reduced to 8 in the top maximum position. The additional piston serves the purpose of a regulator of the maximum pressure inside the cylinder

Fiat 126 wyposażono w całkowicie zmienioną głowicę, w której zamontowany został pneumatyczny akumulator energii (PAE) z zawieszonym w nim dodatkowym tłokiem [2]. Dzięki takiemu rozwiązaniu stopień sprężania zmienia

się w sposób ciągły, a podczas suwu pracy w cylindrze występuje podtrzymanie wysokiego ciśnienia. Dodatkowo, pomimo wysokiego stopnia sprężania, wartość ciśnienia maksymalnego jest zbliżona do wartości panujących w oryginalnym silniku. W ten sposób powstał silnik z aktywną, adaptacyjną komorą spalania (rys. 1).

Schemat ukazujący zasadę działania nowej głowicy, zaprojektowanej dla prototypowego silnika, przedstawiono na rys. 2. W głowicy umieszczono dodatkowy tłok (3), którego płaskie denko zwrócone jest w stronę komory spalania (8) i stanowi jej ruchomą górną ścianę. Druga strona dodatkowego tłoka, zakończona w kształcie kielicha, znajduje się w zbiorniku ze sprężonym powietrzem (1), spełniającym rolę sprężyny gazowej. Sprężyna ta ma możliwość regulacji sztywności dzięki zmianie objętości zbiornika i napięcia wstępnego przez zmianę ciśnienia panującego w zbiorniku. Kielichowaty kształt tłoka pozwala natomiast na znaczne zmniejszenie ciśnienia w górnym zbiorniku w stosunku do wysokiego ciśnienia w cylindrze głównym

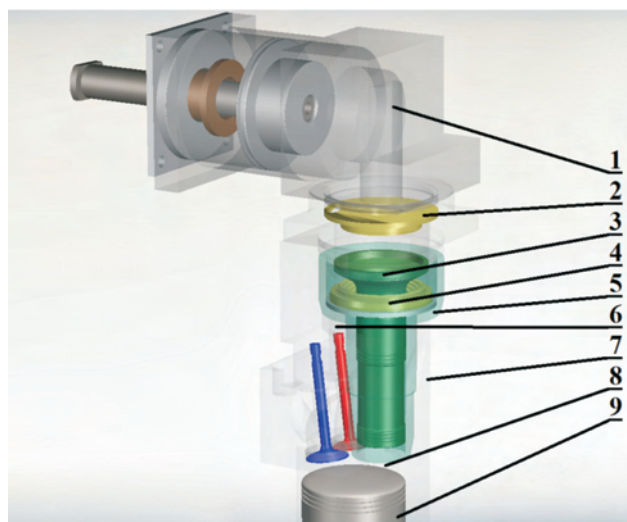


Fig. 2. Schematic diagram of the designed cylinder head: 1 – upper tank above the additional piston with adjustable pressure and volume, 2 – upper bumper, 3 – additional piston, 4 – lower bumper, 5 – additional piston guide sleeve, 6 – lower tank under the part of additional piston with adjustable pressure, 7 – new cylinder head, 8 – combustion chamber, 9 – main piston connected to the engine crankshaft

Rys. 2. Schemat ideowy zaprojektowanej głowicy: 1 – górny zbiornik ponad kielichem tłoka dodatkowego o regulowanym ciśnieniu i objętości, 2 – zderzak górny, 3 – tłok dodatkowy z zakończeniem w kształcie kielicha, 4 – zderzak dolny, 5 – tuleja prowadząca dodatkowego tłoka, 6 – dolny zbiornik pod kielichem tłoka dodatkowego o regulowanym ciśnieniu, 7 – nowa głowica silnika, 8 – komora spalania, 9 – tłok główny silnika połączony z układem korbowym

and in each cycle its position changes automatically, adapting the compression ratio to a given engine load. Through appropriate pressure and tank (1) volume regulation it is possible to change the range of automatic adjustment of the compression ratio and proper coordination of the piston moving phases with the engine work cycle for a given engine speed and load.

The expected efficiency of the engine fitted with the said cylinder head should be high due to the increased compression ratio and recovery of part of the energy consumed by the PEA during the combustion process. The compression of air in the tank above the additional piston during its upward movement results in energy accumulation that generates certain losses. The energy accumulated in the tank is released to the exhaust gas inside the cylinder during the power stroke when the additional piston moves down returning to its lowest position. When the additional piston returns inside the main cylinder, high pressure is maintained longer than it is in a conventional gasoline engine, though the maximum pressure is limited. When the throttle is half closed and little mixture is fed to the cylinder, an engine with a high compression ratio additionally generates higher maximum pressures inside the cylinder, which also influences its efficiency.

### 3. Plan and aim of the research

The tests of the prototype engine with the additional piston fitted inside the cylinder head were performed on an engine dynamometer at the Chair of Vehicles and Basics of Machine Design of Lodz University of Technology (dynamometer measuring torque and fuel consumption) [3, 7]. The engine cycle was analyzed based on the analysis of the cylinder pressure and the position of the additional piston inside the cylinder head. For the measurement of the pressure, the authors used AVL 12QP 300cv pressure converter with an amplifier. The piston movement was measured with laser displacement converter (Keyence LK-G152) with a controller. The recording of data was done on a data acquisition card (National Instruments NI USB 6210). The sampling frequency of the measurement signals was limited to 30 kHz due to the limitations of the displacement converter. The course of the measurement and data recording

silnika. Dzięki temu znacznie łatwiejszy do zrealizowania staje się proces sterowania sztywnością pneumatycznej sprężyny. Dopóki wypadkowa siła pochodząca od ciśnienia w cylindrze i ciśnienia w dolnym zbiorniku (6) jest mniejsza od siły sprężyny gazowej nad dodatkowym tłokiem, dopóty tłok znajduje się w najniższym, zerowym, położeniu i stopień sprężania silnika wynosi 17. Gdy ciśnienie w cylindrze wzrośnie na tyle, by pokonać napięcie wstępne sprężyny, tłok unosi się, zmniejszając stopień sprężania do 8 w górnej skrajnej pozycji. Dodatkowy tłok spełnia rolę regulatora maksymalnego ciśnienia w cylindrze i w każdym cyklu jego położenie zmienia się samoczynnie, dopasowując stopień sprężania do bieżącego obciążenia silnika. Przez odpowiednią regulację ciśnienia i objętości w zbiorniku (1) możliwa jest zmiana zakresu samoczynnej regulacji stopnia sprężania oraz odpowiednie skoordynowanie faz ruchu tłoka dodatkowego z cyklem pracy silnika dla danej prędkości obrotowej i obciążenia.

Spodziewana sprawność silnika z tak zaprojektowaną i wyposażoną głowicą powinna być wysoka, ze względu na podwyższenie stopnia sprężania oraz odzyskiwanie części energii pochłoniętej przez PAE podczas procesu spalania. Sprężanie powietrza w zbiorniku ponad dodatkowym tłokiem podczas jego ruchu w górę powoduje akumulację energii obciążoną pewnymi stratami. Energia zgromadzona w zbiorniku jest oddawana do gazów spalinowych w cylindrze w czasie suwu pracy, gdy tłok dodatkowy opada i powraca do dolnego położenia. Podczas powrotu dodatkowego tłoka w cylindrze głównym wysokie ciśnienie utrzymuje się dłużej niż w typowym silniku ZI, choć ciśnienie maksymalne zostaje ograniczone. Przy przymkniętej przepustnicy, gdy do cylindra dostaje się mała ilość mieszanki, silnik podczas pracy przy dużym stopniu sprężania dodatkowo generuje wyższe ciśnienia maksymalne w cylindrze, co również wpływa na jego sprawność.

### 3. Program i cel badań

Badania prototypowego silnika z tłokiem dodatkowym w głowicy wykonano w hamowni silnikowej Katedry Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej na stanowisku dynamometrycznym z pomiarem momentu obrotowego i zużycia paliwa [3, 7]. Cykl silnika analizowano na podstawie pomiaru ciśnienia w cylindrze oraz położenia dodatkowego tłoka w głowicy. Do pomiaru ciśnienia zastosowano przetwornik ciśnienia AVL 12QP 300cv wraz z układem wzmacniacza. Ruch tłoka dodatkowego mierzono za pomocą laserowego przetwornika przemieszczenia Keyence LK-G152 wraz ze sterownikiem. Do rejestracji danych użyto karty akwizycji National Instruments NI USB 6210. Częstotliwość próbkowania sygnałów pomiarowych ograniczono do 30 kHz ze względu na możliwości przetwornika przemieszczenia. Przebieg pomiaru i rejestrację danych

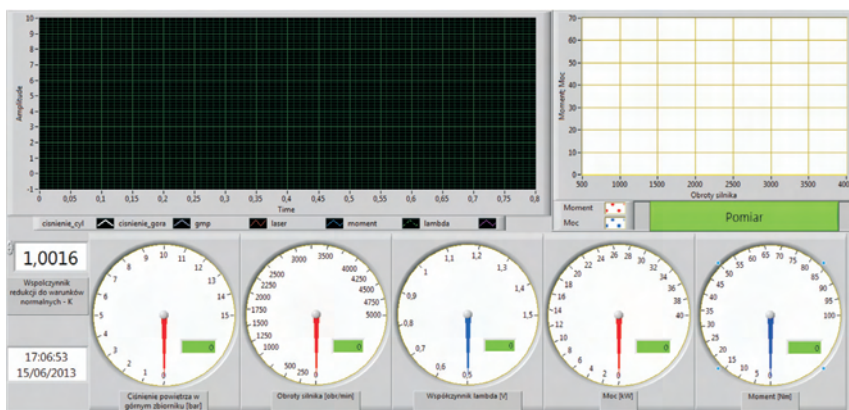


Fig. 3. View of the control panel for the data acquisition program  
 Rys. 3. Panel sterowania programu do akwizycji danych

was supervised with LabView-based software. The control panel has been shown in Fig. 3.

The tests were conducted for three engine speeds and three part loads corresponding to the throttle opening of  $\alpha_p = 6^\circ$ ,  $\alpha_p = 12^\circ$  and  $\alpha_p = 18^\circ$ . Pressure  $p_g$  and volume  $V_g$  of the upper PEA tank was also modified, assuming:  $p_g = 9$  bar and  $p_g = 11$  bar and  $V_g = 427$  cm<sup>3</sup>,  $V_g = 770$  cm<sup>3</sup> and  $V_g = 1170$  cm<sup>3</sup> respectively. The pressure under the crown of the additional piston was constant and amounted to  $p_d = 2$  bar. The results of the measurements were adjusted to normal conditions [9] to allow their comparison. Full plan of the research has been presented in Table 1.

Figure 4 presents a selected course of the measured pressure inside the cylinder together with the movement of the additional piston. Both courses are expressed as a function of relative change of volume generated exclusively by the movement of the main piston connected with the crankshaft with a connecting rod. From the analysis of the image it results that the additional piston lifting to approximately 2.2 mm at the end of the compression stroke extended the combustion chamber and at the same time limited the increment of maximum pressure during the combustion to 4 MPa by moving up as high as 17 mm. The piston plays a role of the maximum pressure regulator inside the cylinder maintaining it on the level of the conventional 126A1.076/E engine of the compression ratio of 8. When the piston moves down, a part is visible where the pressure inside the cylinder is kept almost on a constant level, hence, at the end of the combustion process, the exhaust gas recovers some of the energy previously accumulated in the upper PEA tank under the crown of the additional piston.

nadzorowano za pomocą oprogramowania wykonanego w pakiecie LabView. Panel obsługi i sterowania pomiarem przedstawiono na rys. 3.

Badania prowadzono przy trzech prędkościach obrotowych i trzech częściowych obciążeniach odpowiadających uchyleniu przepustnicy  $\alpha_p = 6^\circ$ ,  $\alpha_p = 12^\circ$  oraz  $\alpha_p = 18^\circ$ . Zmieniano także ciśnienie  $p_g$  i objętość  $V_g$  górnego zbiornika PAE, przyjmując odpowiednio:  $p_g = 9$  bar i  $p_g = 11$  bar oraz  $V_g = 427$  cm<sup>3</sup>,  $V_g = 770$  cm<sup>3</sup> i  $V_g = 1170$  cm<sup>3</sup>. Ciśnienie pod kielichem tłoka dodatkowego było stałe i wynosiło  $p_d = 2$  bar. Wyniki pomiarów korygowano do warunków normalnych [9], aby możliwe było ich porównanie. Pełen program przeprowadzonych badań podano w tabeli 1.

Na rysunku 4 przedstawiono wybrany przebieg zmierzzonego ciśnienia w cylindrze wraz z przebiegiem ruchu dodatkowego tłoka. Oba przebiegi pokazane są w funkcji względnej zmiany objętości wywołanej wyłącznie ruchem tłoka głównego, związanego z korbowodem i wałem korbowym silnika. Z analizy rysunku wynika, że tłok dodatkowy, który uniósł się do około 2,2 mm w końcu suwu sprężania samoczynnie powiększył komorę spalania. Ograniczył jednocześnie wzrost ciśnienia maksymalnego w czasie spalania do 4 MPa, unosząc się aż o 17 mm. Tłok spełnia zatem funkcję regulatora ciśnienia maksymalnego w cylindrze, utrzymując je na poziomie ciśnienia oryginalnego silnika 126A1.076/E o stopniu sprężania 8. Przy opadaniu tłoka dodatkowego widoczny jest odcinek, w którym ciśnienie w cylindrze jest podtrzymywane prawie na stałym poziomie, a więc pod koniec procesu spalania gazy spalinowe odyskują część energii zakumulowanej wcześniej w górnym zbiorniku PAE ponad kielichem dodatkowego tłoka. Akumu-

Table 1. Conditions of the measurements

Tabela 1. Warunki pomiarów stanowiskowych prototypowego silnika

Volume of the upper tank/ objętość górnego zbiornika	Pressure of the upper tank/ ciśnienie górnego zbiornika	Pressure of the lower tank/ ciśnienie dolnego zbiornika	Throttle position/ położenie przepustnicy	Engine speed/ prędkość obrotowa
[cm <sup>3</sup> ]	[bar]	[bar]	[%]	[rpm]
427	9	2	6	1000, 1500, 2000
			12	1000, 1500, 2000
			18	1000, 1500, 2000
	11	2	6	1000, 1500, 2000
			12	1000, 1500, 2000
			18	1000, 1500, 2000
770	9	2	6	1000, 1500, 2000
			12	1000, 1500, 2000
			18	1000, 1500, 2000
	11	2	6	1000, 1500, 2000
			12	1000, 1500, 2000
			18	1000, 1500, 2000
1170	9	2	6	1000, 1500, 2000
			12	1000, 1500, 2000
			18	1000, 1500, 2000
	11	2	6	1000, 1500, 2000
			12	1000, 1500, 2000
			18	1000, 1500, 2000

The accumulation of energy is done during the upward movement of the additional piston. It is the process of compressing of the PEA spring, i.e. pressure increment in the upper tank above the crown of the additional piston. The downward movement of the piston results in a transfer of the energy from PEA to the exhaust gas inside the cylinder, which enables a recovery of the work (energy recuperation that was earlier accumulated in the upper tank above the crown of the piston during the upward movement). This is not an ideal thermodynamic process and it generates losses. PEA consumes more energy than it can release. The results of the measurements should indicate the displacement of the additional piston corresponding to the changes in the compression ratio for which it could be beneficial (increase in the overall engine efficiency). The results should also confirm whether the energy accumulated in PEA is returned with the exhaust valves still closed. The inertia of the additional piston extends the reaction time of PEA to the changes in the pressure inside the combustion chamber, which may desynchronize the adjustment process of the maximum pressure and energy recovery (upon excess of certain engine speed) with the engine cycle, thus giving worse energy effects. The aim of the research became the evaluation and validation of proper operation of a prototype engine at part loads and medium speeds as well as selection of the PEA volume and pressure that would provide benefits of adaptive variable compression ratio.

#### 4. Results of measurements

Figure 5 shows an example of a multiple tracing of the pressure course inside the cylinder for a selected measurement point. The stabilizing influence of the additional piston

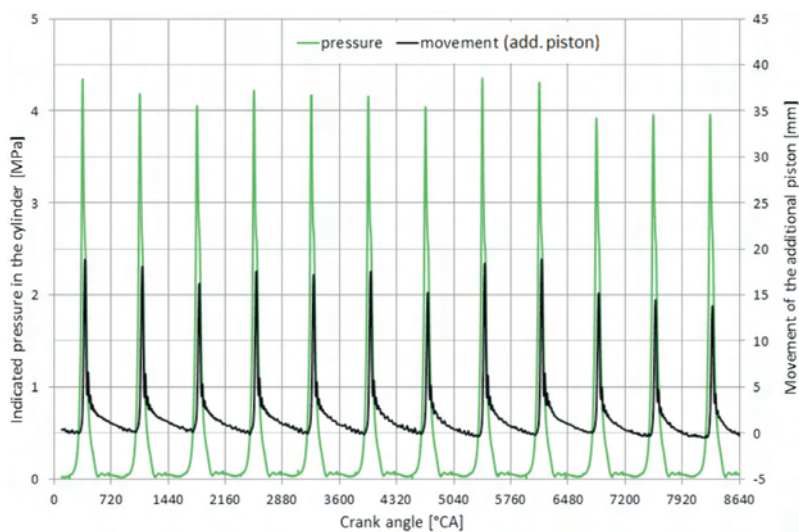


Fig. 5. Tracing of the indicated pressure and movement of the additional piston in the tested engine ( $\omega_s = 2000 \text{ rpm}$ ,  $\alpha_p = 18^\circ$ )

Rys. 5. Wykres wielokrotny ciśnienia indykowanego i ruchu dodatkowego tłoka w badanym silniku ( $\omega_s = 2000 \text{ obr/min}$ ,  $\alpha_p = 18^\circ$ )

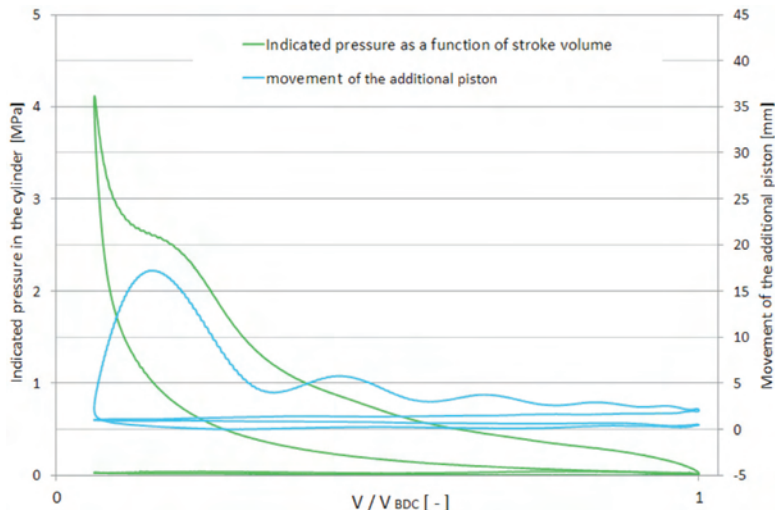


Fig. 4. Sample p-V graph of the actual indicated pressure and movement of the additional piston in the tested prototype VCR engine

Rys. 4. Przykładowy wykres p-V rzeczywistego przebiegu ciśnienia indykowanego i ruchu dodatkowego tłoka w badanym prototypowym silniku VCR

lacja energii odbywa się podczas ruchu dodatkowego tłoka ku górze. Jest to proces ściskania sprężyny pneumatycznej PAE, tzn. narastania ciśnienia w górnym zbiorniku ponad kielichem dodatkowego tłoka. Ruch tłoka w dół powoduje przekazanie energii z PAE do gazów spalinowych w cylindrze, dzięki czemu możliwe jest odzyskanie pracy – rekupe-racja energii, zakumulowanej wcześniej w górnym zbiorniku ponad kielichem tłoka dodatkowego przy jego unoszeniu. Nie jest to idealny proces termodynamiczny i jest obciążony stratami. PAE pobiera więcej energii niż może oddać. Wyniki pomiarów powinny wskazać zakres skoku dodatkowego tłoka odpowiadający zmianom stopnia sprężania, w którym osiągane są korzyści, czyli wzrost sprawności ogólnej silnika. Powinny też potwierdzić, czy energia zmagazynowana w PAE jest oddawana jeszcze przy zamkniętych zaworach

wydechowych. Bezwładność tłoka dodatkowego wydłuża czas reakcji PAE na zmiany ciśnienia w komorze spalania, co powoduje, że proces regulacji maksymalnego ciśnienia i odzyskiwania energii, po przekroczeniu pewnej prędkości obrotowej, może rozsynchronizować się z cyklem silnika, dając gorsze efekty energetyczne. Celem badań stało się sprawdzenie i ocena możliwości poprawnej i stabilnej pracy prototypowego silnika przy częściowym obciążeniu i umiarkowanych prędkościach obrotowych silnika oraz dobór objętości i ciśnienia PAE, zapewniających korzyści wynikające z adaptacyjnych zmian stopnia sprężania.

#### 4. Wyniki pomiarów

Na rysunku 5 przedstawiono przykład wielokrotnego wykresu przebiegu ciśnienia w cylindrze dla wybranego punktu pomiarowego. Widoczny jest stabilizujący wpływ tłoka

on the maximum pressure inside the cylinder is clearly visible. The displacement of the additional piston is greater in cycles in which the maximum cylinder pressure is higher (clearly exceeds 4 MPa) and smaller in cycles of lower maximum pressure. Hence, during the engine operation, the difference between subsequent cycles was reduced. The PEA system with the additional piston in the prototype engine serves the assumed purpose of an in-cylinder exhaust gas pressure regulator. The investigations have confirmed

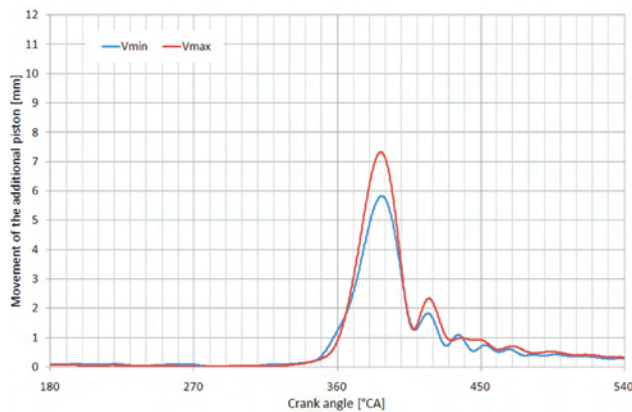


Fig. 6. Movement of the additional piston depending on the volume of the upper PEA tank:  $\omega_s = 1500$  rpm,  $\alpha_p = 12^\circ$ ,  $p_g = 9$  bar

Rys. 6. Ruch tłoka dodatkowego w zależności od objętości górnego zbiornika PAE dla:  $\omega_s = 1500$  obr/min,  $\alpha_p = 12^\circ$ ,  $p_g = 9$  bar

ka dodatkowego w głowicy silnika na maksymalne ciśnienie w cylindrze. Skok tłoka dodatkowego jest bowiem większy w cyklach, w których maksymalne ciśnienie w cylindrze jest większe – wyraźnie przekracza 4 MPa, i mniejszy w cyklach o mniejszym ciśnieniu maksymalnym. W związku z tym podczas pracy silnika uzyskano zmniejszoną różnicę między kolejnymi cyklami. Układ PAE z tłokiem dodatkowym w prototypowym silniku spełnia założoną funkcję regulatora ciśnienia gazów spalinowych w cylindrze. Badania potwier-

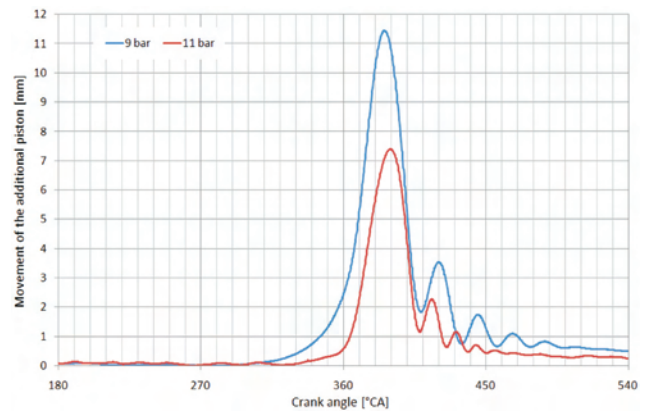


Fig. 7. Movement of the additional piston depending on the pressure of the upper PEA tank:  $\omega_s = 1500$  rpm,  $\alpha_p = 18^\circ$ ,  $V_g = 427$  cm<sup>3</sup>

Rys. 7. Ruch tłoka dodatkowego w zależności ciśnienia zasilania górnego zbiornika PAE dla:  $\omega_s = 1500$  obr/min,  $\alpha_p = 18^\circ$ ,  $V_g = 427$  cm<sup>3</sup>

the expectations of the correctness of operation of the PEA system applied in the engine. The additional piston moves in each engine cycle without the need to apply additional external synchronization.

Figures 6 and 7 present the influence of pressure and volume of the upper tank on the movement of the additional piston. Phase shift of the start of the piston lift against TDC (360° C.A.) depends mainly on the pressure in the upper PEA tank (initial tension). As per relation (1), showing the adiabatic pneumatic spring, the change of volume may more significantly influence the hardness of the spring than the pressure but only if the initial tank volume is sufficiently small:

$$k_g = \frac{m \cdot p_{g0} \cdot A_g^2}{V_g} \left[ \frac{1}{1 - \frac{A_g}{V_g} \cdot x} \right]^{m+1} \quad (1)$$

For the tested engine the volume of the upper PEA tank was large, which resulted from the presented design. This forced the application of high feed pressures inside the tank. An increase in the pressure inside the upper PEA tank is tantamount with an increase in the initial tension of the pneumatic spring. From the recorded tracings it results that, at the pressure of 9 bar, the additional piston displacement is approx. 11 mm, while after the pressure grows to 11 bar, the displacement drops by 4 mm to slightly more than

dzili oczekiwania dotyczące poprawności działania zastosowanego w silniku układu PAE. Dodatkowy tłok wykonuje ruch w każdym cyklu pracy silnika bez potrzeby stosowania dodatkowej zewnętrznej synchronizacji.

Na rysunkach 6 oraz 7 przedstawiono wpływ ciśnienia i objętości górnego zbiornika na ruch dodatkowego tłoka. Przesunięcie fazowe początku wzniosu tłoka względem GMP silnika (360° OWK) zależy natomiast przede wszystkim od ciśnienia w górnym zbiorniku PAE (napięcia wstępnego). Zgodnie z zależnością (1), przedstawiającą adiabatyczną sprężynę pneumatyczną, zmiana objętości może silniej niż ciśnienie wpływać na sztywność sprężyny, ale tylko wówczas, gdy początkowa objętość zbiornika jest odpowiednio mała – wzór (1).

Dla badanego silnika objętość górnego zbiornika PAE była duża, co wynikało z konstrukcji. Wymuszało to stosowanie wysokich ciśnień zasilania w zbiorniku. Wzrost ciśnienia w górnym zbiorniku PAE jest równoznaczny z przyrostem napięcia wstępnego sprężyny pneumatycznej. Z zarejestrowanych przebiegów wynika, że przy ciśnieniu 9 bar skok tłoka dodatkowego wynosi około 11 mm, natomiast po wzroście ciśnienia do 11 bar skok spada o 4 mm do nieco ponad 7 mm. Skok tłoka przy zmianie objętości od największej do najmniejszej zmienia się natomiast tylko o około 1,4 mm. Przy zastosowanej konstrukcji sprężyny pneumatycznej regulacja jej sztywności i wpływu na fazę początku unoszenia tłoka dodatkowego możliwa jest tylko przez zmianę ciśnienia. Warto zauważyć, że ruch tłoka związany z procesem opadania powinien zakończyć się przed

7 mm. The piston displacement at a volume change, from the greatest to the smallest, changes only by approx. 1.4 mm. In the presented design of the pneumatic spring, the adjustment of its hardness and influence on the start of the lift of the additional piston is possible through the change of pressure only. It is noteworthy that the downward movement of the piston should end before the opening of the exhaust valves. Finishing of the process would be optimum before 450° C.A. At this position of the crank, the changes in the cylinder displacement are the smallest. External work will have small increments even if the pressure inside the cylinder is high. The initial tension and the hardness of the upper spring

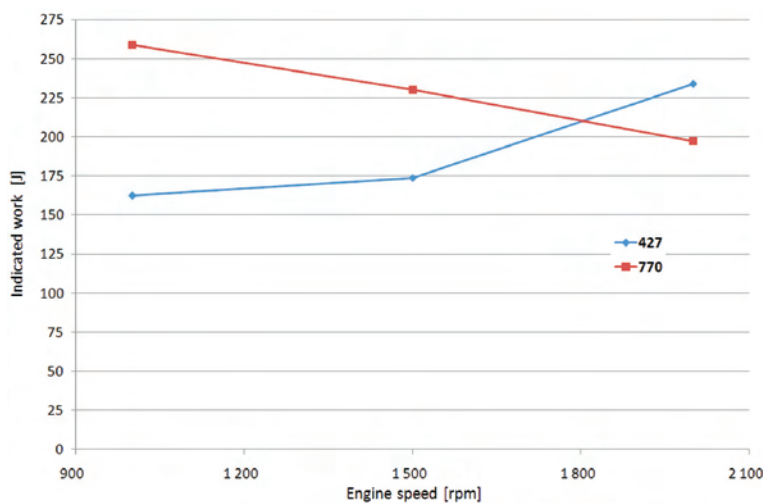


Fig. 8. The influence of the volume of the upper PEA tank on the indicated work of a cycle depending on the engine speed:  $\alpha_p = 12^\circ$ ,  $p_g = 11$  bar

Rys. 8. Wpływ objętości górnego zbiornika PAE na pracę indykowaną cyklu w zależności od prędkości obrotowej silnika dla:  $\alpha_p = 12^\circ$ ,  $p_g = 11$  bar

must then be high. This results in an increase in the pressure of the upper PEA tank with a simultaneous reduction of its volume for a given point of work.

The dependence of the indicated work on the volume of the upper PEA tank above the crown of the additional piston for varied engine speeds has been presented in Fig. 8. The final explanation of the phenomenon requires further research, but from the presented graph we may still read that at lower speeds greater values of work were obtained for greater volume – 770 cm<sup>3</sup> and at higher engine speeds – for smaller volume – 427 cm<sup>3</sup>. While reducing the volume, the characteristics of the spring hardness changes, which limits the movement of the additional piston. The influence of the volume on the mean indicated work for varied engine loads, as shown in Fig. 9, indicates the smallest volume of 427 cm<sup>3</sup> as the one that allows obtaining the greatest values of work, hence greater indicated pressure. This results in an approximation of the work cycle to the Otto cycle with high compression

otwarcie zaworów wydechowych. Najbardziej optymalne byłoby zakończenie procesu przed 450° OWK. W takim położeniu korby zmiany objętości skokowej cylindra są najmniejsze. Praca zewnętrzna będzie osiągać małe przyrosty nawet wtedy, gdy ciśnienie w cylindrze będzie wysokie. Napięcie wstępne i sztywność górnej sprężyny muszą zatem być wysokie. Powoduje to zwiększenie ciśnienia w górnym zbiorniku PAE z jednoczesnym zmniejszeniem jego objętości dla danego punktu pracy.

Zależność pracy indykowanej od objętości górnego zbiornika PAE ponad kielichem dodatkowego tłoka dla różnych prędkości obrotowych silnika przedstawiono na rys. 8.

Jednoznaczne wyjaśnienie tego wymaga przeprowadzenia dodatkowych badań, ale z przedstawionego wykresu można jednak odczytać, że przy mniejszych prędkościach większe wartości pracy otrzymano dla większej objętości – 770 cm<sup>3</sup>, a przy większych prędkościach – dla mniejszej objętości – 427 cm<sup>3</sup>. Podczas zmniejszania objętości zmienia się charakterystyka sztywności sprężyny, co zmniejsza możliwość ruchu dodatkowego tłoka. Pokazany na rys. 9 wpływ objętości na średnią pracę indykowaną dla różnego obciążenia silnika wskazuje najmniejszą objętość – 427 cm<sup>3</sup> jako tę, która pozwala uzyskać największe wartości pracy, a zatem większe ciśnienia indykowane. To powoduje zbliżenie cyklu pracy do obiegu Otto z dużym stopniem sprężania, a zatem poprawę sprawności procesu termodynamicznego w silniku.

Na rysunku 10 pokazano wpływ prędkości obrotowej silnika na przesunięcie fazowe ruchu tłoka dodatkowego względem cyklu pracy silnika. Dla obu prędkości ruch tłoka rozpoczynał się w tej samej chwili cyklu, lecz przy większej prędkości obrotowej (1500 obr/min) zaobserwowano

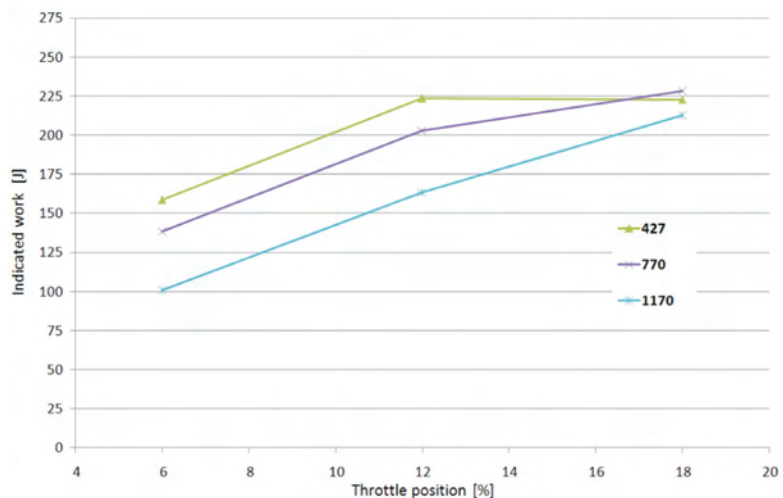


Fig. 9. The influence of the volume of the upper PEA tank on the indicated work of a cycle depending on the engine load:  $\omega_s = 1500$  rpm,  $p_g = 9$  bar

Rys. 9. Wpływ objętości górnego zbiornika PAE na pracę indykowaną cyklu w zależności od obciążenia silnika dla:  $\omega_s = 1500$  obr/min,  $p_g = 9$  bar

ratio, thus an improvement of the efficiency of the engine thermodynamic process.

Figure 10 shows the influence of the engine speed on the phase shift of the additional piston against the engine work cycle. For both speeds the piston movement began at the same moment of the cycle but at a higher engine speed (1500 rpm) a greater delay of the movement of the additional

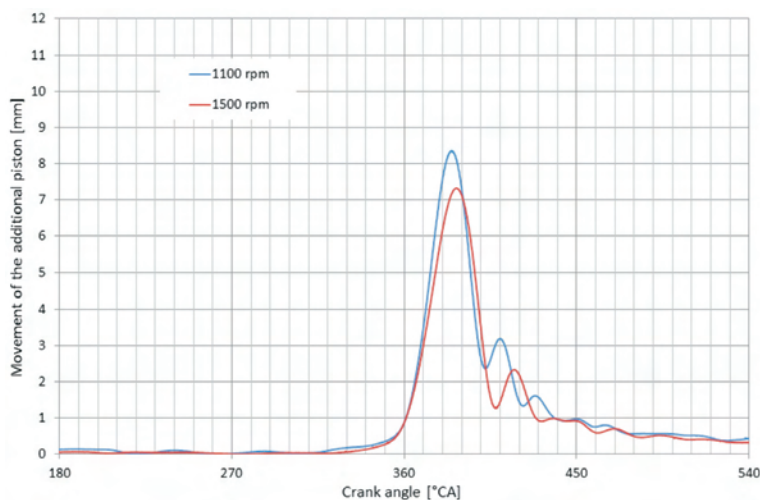


Fig. 10. The influence of the engine speed on the movement of the additional piston:

$$\alpha_p = 12^\circ, p_g = 9 \text{ bar}, V_g = 1170 \text{ cm}^3$$

Rys. 10. Wykres wpływu prędkości obrotowej silnika na ruch dodatkowego tłoka PAE dla:  $\alpha_p = 12^\circ, p_g = 9 \text{ bar}, V_g = 1170 \text{ cm}^3$

piston against the crankshaft revolution than for 1100 rpm was observed. With a change of speed by as little as 400 rpm the position of the highest piston lift displaced by as much as  $5^\circ$  C.A. towards the end of the exhaust stroke. Additionally, because of inertia, the additional piston was not capable of catching up the increment of pressure during combustion and its highest lift was reduced as the engine speed increased. The inertia limited the proper operation of the engine up to above 2000 rpm. Above these speeds, the movement of the additional piston was delayed so much that it did not sufficiently limit the pressure increment inside the cylinder and moved down too late to recover the energy accumulated in the PEA prior to the opening of the exhaust valve. As results from the analysis of Fig. 4, an approximation to the cycle similar to the Sabathe cycle has not been reached. In the Sabathe cycle for some time inside the cylinder maximum pressure is maintained.

When evaluating the efficiency of the PEA system, the authors used the analysis of the work performed by the gas inside the cylinder taking into account the change of volume triggered by the movement of the additional piston. Figure 11 shows the volumes analyzed during the work cycle. The greatest is the total instantaneous volume, constituting

prędkości zaledwie o 400 obr/min położenie największego wzniosu tłoka dodatkowego przesunęło się aż o  $5^\circ$  OWK w stronę końca suwu rozprężania. Ponadto na skutek bezwładności dodatkowy tłok nie jest w stanie nadążać za wzrostem ciśnienia przy spalaniu i jego największy wznios maleje ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Bezwładność ograniczała prawidłowe działanie silnika do nieco ponad 2000 obr/min. Powyżej tej prędkości ruch tłoka dodatkowego opóźnia się na tyle, że nie ogranicza wystarczająco przyrostu ciśnienia w cylindrze i opada zbyt późno, by przed otwarciem zaworu wylotowego odzyskać energię zakumulowaną w PAE. Jak wynika z analizy rys. 4, nie zbliżono się do cyklu podobnego do obiegu Sabathe, gdzie przez pewien czas w cylindrze podtrzymywane jest ciśnienie maksymalne.

Przy ocenie sprawności PAE posłużono się analizą pracy wykonanej przez gaz w cylindrze z uwzględnieniem zmiany objętości wywołanej ruchem tłoka dodatkowego. Na rysunku 11 wyróżniono rozpatrywane, podczas cyklu pracy, objętości. Największą z nich jest chwilowa objętość całkowita, stanowiąca zawsze sumę poszczególnych objętości. Na rysunku przyjęto, że w GMP dodatkowy tłok pozostaje nieruchomy. W rzeczywistości takie zachowanie się układu występuje jedynie przy bardzo małych obciążeniach i generuje największy stopień sprężania.

Ocenę sprawności przeprowadzono na podstawie pomiarów ciśnienia w cylindrze i ruchu tłoka dodatkowego. Na rysunku 12 pokazano przebiegi pracy indykowanej gazu w całkowitej objętości spalania z podziałem na pracę wykonaną przez tłok główny, związany z układem korbowym silnika, oraz pracę tłoka dodatkowego PAE. W badanej konstrukcji nie cała energia pochłaniania w zbiorniku PAE podczas unoszenia dodatkowego tłoka odzyskiwana jest

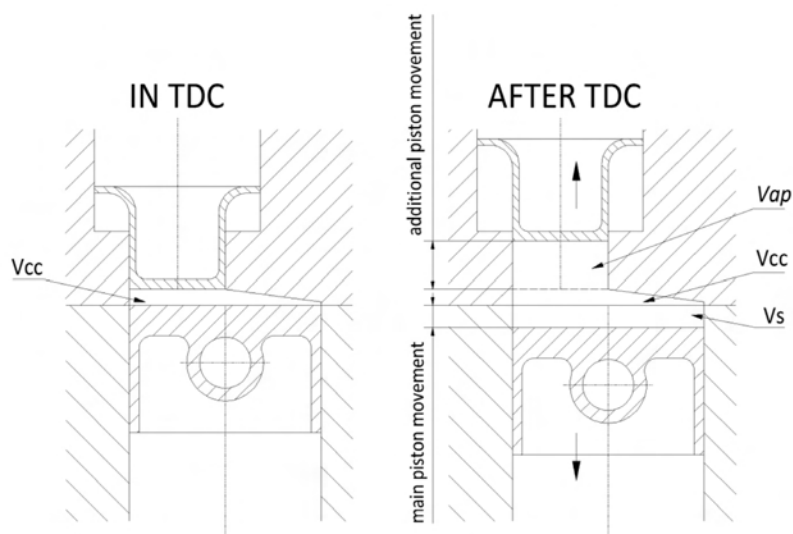


Fig. 11. The discussed volumes during the engine cycle:  $V_{cc}$  – combustion chamber volume,  $V_s$  – stroke volume,  $V_{ap}$  – volume caused by the movement of the additional piston

Rys. 11. Rozpatrywane objętości podczas cyklu pracy silnika:  $V_{cc}$  – objętość komory spalania,  $V_s$  – objętość skokowa,  $V_{ap}$  – objętość wywołana ruchem dodatkowego tłoka

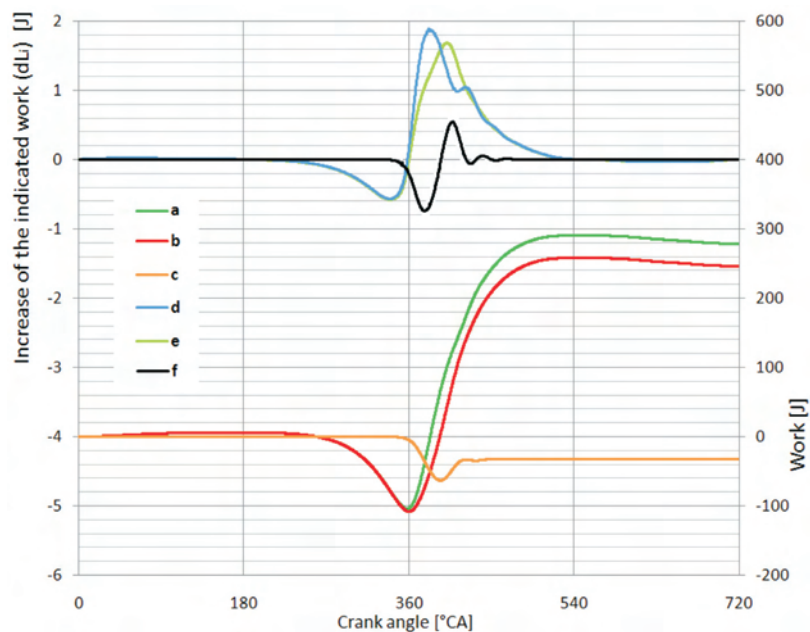


Fig. 12. Indicated work and its increments in the tested engine for:  $M_N = 27.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,  $\omega_s = 1490 \text{ rpm}$ ,  $\alpha_p = 18^\circ$ ,  $p_i = 0.75 \text{ MPa}$ ; a – work of gas in the total volume of the combustion chamber, b – work transferred to the piston-crank system, c – work of the additional piston, d – work increment in the total volume of the combustion chamber, e – work increment in the stroke volume, f – work increment in the additional volume resulting from the movement of the additional piston

Rys. 12. Przebieg pracy indykowanej i jej przyrostów w badanym silniku dla:  $M_N = 27,4 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,  $\omega_s = 1490 \text{ obr/min}$ ,  $\alpha_p = 18^\circ$ ,  $p_i = 0,75 \text{ MPa}$ ; a – praca indykowana gazu w całkowitej objętości komory spalania, b – praca indykowana układu tłokowo-korbowego, c – praca indykowana tłoka dodatkowego, d – przyrost pracy w całkowitej objętości, e – przyrost pracy w objętości skokowej, f – przyrost pracy w dodatkowej objętości wynikającej z ruchu dodatkowego tłoka

the sum of individual volumes. In the figure, it has been assumed that, at TDC, the additional piston remains stationary. In a real engine, such a situation in the system occurs only at very small loads and generates the highest compression ratio.

The assessment of the efficiency was performed based on the measurement of the in-cylinder pressure and the movement of the additional piston. Figure 12 shows the indicated work of the gas in the total combustion volume distinguishing the main piston (engine crank system) and the additional piston (PEA). In the tested design, not all the energy consumed by the PEA tank (when the piston moves upwards) is recovered when the additional piston moves downward. Curve b, showing the indicated work of the main piston is below the curve of the total indicated work of the gas inside the combustion chamber. The area below the positive part of curve f, corresponding to work performed when the additional piston moves down, is smaller than the area of the negative part when the piston moves up and charges the PEA. Hence, curve c, showing the energy balance recovered from PEA is on the negative side during both the upward and downward movement of the additional piston.

The losses in the PEA resulting from the movement of the additional piston have been shown

przy jego opadaniu. Krzywa b, obrazująca przebieg pracy indykowanej tłoka głównego układu korbowego, leży bowiem poniżej krzywej a całkowitej pracy indykowanej gazu w komorze spalania. Pole pod dodatnią częścią krzywej f, odpowiadające pracy oddanej przy opadaniu dodatkowego tłoka, jest mniejsze od pola ujemnej części przy unoszeniu tłoka i ładowaniu PAE. Dlatego krzywa c, przedstawiająca bilans energii odzyskiwanej z PAE, leży po stronie ujemnej zarówno w czasie unoszenia, jak i opadania tłoka dodatkowego.

Przebieg strat w PAE wynikających z ruchu tłoka dodatkowego przedstawiono na rys. 13. Straty rosną wraz z wzniosem tłoka przy wzroście obciążenia silnika, gdy narastające ciśnienie maksymalne musi być coraz bardziej ograniczane przez PAE. Choć przy najmniejszych obciążeniach względny przyrost sprawności badanego silnika może sięgać nawet 10%, to ze względu na straty wynikające z ruchu tłoka dodatkowego przy większym obciążeniu silnik o stałym stopniu sprężania może być sprawniejszy. W tabeli 2 przedstawiono wybrane, odpowiadające sobie, wyniki badań silnika przed modyfikacją i po modyfikacji. Wyniki wskazują, że silnik po modyfikacji wykazuje się porównywalną bądź lepszą sprawnością. Ponadto w każdym z punktów pomiarowych moment napędowy generowany przez silnik jest

zawsze wyższy.

Na rysunku 14 przedstawiono względne spadki sprawności teoretycznej związane ze zmianą, zmniejszaniem, stopnia sprężania. Krzywa a symbolizuje spadek sprawności obiegu Otto, gdzie za wartość wyjściową 100% przyjęto 67,8%. Krzywą b oznacza względny spadek ilorazu sprawności teoretycznej obiegu Otto, odniesionej do

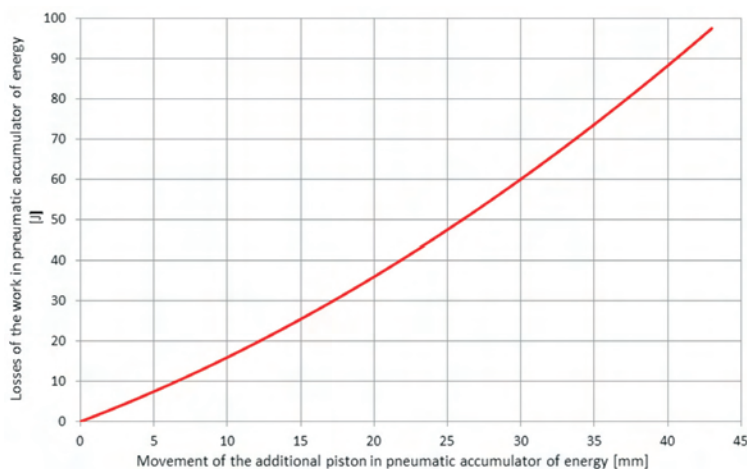


Fig. 13. Work losses in PEA as a function of additional piston movement

Rys. 13. Przebieg strat w PAE prototypowego silnika w funkcji skoku dodatkowego tłoka

Table 2. Selected results of the measurements

Tabela 2. Wyniki wybranych pomiarów

Volume in the upper tank/objętość w górnym zbiorniku	Pressure in the upper tank/ciśnienie w górnym zbiorniku	Throttle position/położenie przepustnicy	Engine speed/prędkość obrotowa silnika	Torque/moment obrotowy	Fuel consumption/zużycie paliwa	General efficiency/sprawność ogólna
[cm <sup>3</sup> ]	[bar]	[%]	[rpm]	[N·m]	[g/kWh]	[%]
Unmodified engine/silnik oryginalny		12	1 100	11.8	445.5	18.6
770	9	12	1 100	22.4	441.2	18.7
1170	9	12	1 100	20.4	438.2	18.9
Unmodified engine/silnik oryginalny		12	1 200	11.5	503.4	16.4
427	9	12	1 200	21.7	420.5	19.7
770	11	12	1 200	20.7	462.6	17.9
Unmodified engine/silnik oryginalny		18	1 200	15.6	421.9	19.6
427	9	18	1 200	26.1	407.5	20.3
770	9	18	1 200	26.0	421.1	19.6
Unmodified engine/silnik oryginalny		18	1 500	16.5	405.8	20.4
770	9	18	1 500	26.3	380.1	21.7
1170	11	18	1 500	26.1	383.2	21.6

in Fig. 13. The losses grow along with the piston lift at the increase of the engine load, when the growing maximum pressure must be increasingly limited by the PEA. Even though at small loads the relative increment of engine efficiency may reach as much as 10%, an engine of constant compression ratio may turn out more efficient at greater loads due to the losses resulting from the movement of the additional piston. Table 2 presents selected corresponding results of measurements of the engine before and after the modification. The results indicate that the engine after a modification is characterized by a comparable or better efficiency. Besides, in each of the measurement points the torque generated by such an engine is always higher.

Figure 14 presents relative drops of the theoretical efficiency related to the change (reduction) of the compression ratio. Curve a shows the drop of the efficiency of the Otto cycle where the initial output value of 100% was 67.8%. Curve b denotes relative drop of the quotient of the theoretical efficiency of the Otto cycle referred to the compression ratio and the efficiency of the PEA. This allowed determining of a new criterion related to the maximum change of the compression ratio (the displacement of the additional piston) in the tested engine. In the analysis of the graph (Fig. 14), we can see that, in order to maintain the drop of the efficiency (resulting from the active change of the compression ratio) on the level that does not exceed that resulting from the engine original design (before the application of PEA), the displacement of the additional piston may not cause a reduction of the compression ratio above 12. Further reduction of the compression ratio (as much as 10) does not make any sense. For an engine

stopnia sprężania sprawności PAE. Dzięki temu możliwe stało się określenie nowego kryterium dotyczącego maksymalnej zmiany stopnia sprężania (skoku dodatkowego tłoka) w badanym silniku. Podczas analizy wykresu (rys. 14) można zauważyć, że aby spadek sprawności badanego silnika, wynikający z aktywnej zmiany stopnia sprężania, nie był większy niż ten, który wynika z konstrukcji silnika przed zastosowaniem PAE, skok dodatkowego tłoka może powodować zmniejszenie stopnia sprężania w badanym silniku najwyżej do 12. Dalsze zmniejszanie, nawet do 10, nie jest opłacalne i uzasadnione. Dla silnika o konstrukcyjnym stopniu sprężania 12, po zastosowaniu w jego głowicy układu PAE i zwiększeniu stopnia sprężania do 17 z rys. 14 można odczytać, że zakres regulacji stopnia sprężania powinien wynosić od 17 do 14,5.

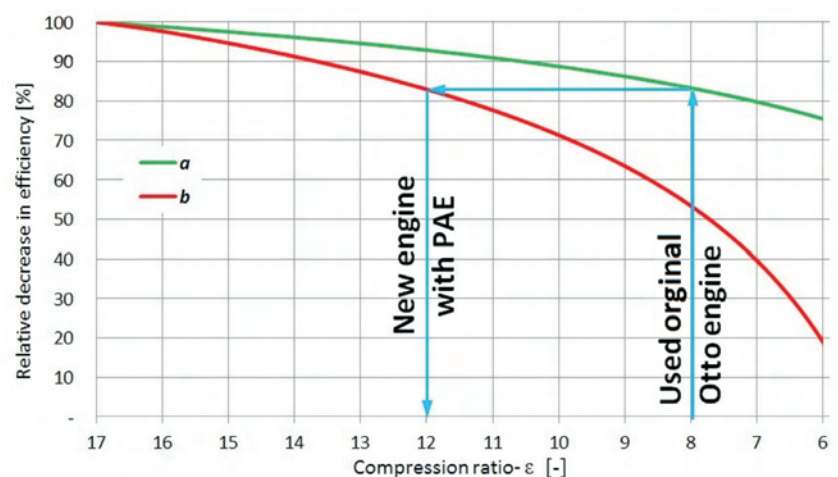


Fig. 14. Dependence of the relative decrease in the efficiency on the decrease in the compression ratio: a – theoretical efficiency of the Otto cycle, b – the quotient of the theoretical efficiency of the Otto cycle and the efficiency of the pneumatic accumulator of energy

Rys. 14. Wykres zależności względnego spadku sprawności od spadku stopnia sprężania: a – sprawność teoretyczna obiegu Otto, b – iloraz sprawności teoretycznej obiegu Otto i sprawności pneumatycznego akumulatora energii

of the original compression ratio of 12, upon the application of PEA in the cylinder head and increasing the compression ratio to 17, we can read from Fig. 14 that the range of adjustment should be 17 to 14.5.

## 5. Conclusions

Despite the performed research was of preliminary nature, it has shown that the prototype design of the variable compression ratio engine fitted with a pneumatic energy accumulator (PEA) with an additional piston in the cylinder head may boost the efficiency of a gasoline engine. This pertains to small engine loads and speeds only, yet the achieved increase in the efficiency (measured with the increase of mean indicated pressure and indicated work) becomes a noteworthy phenomenon. During the research, the attempts to determine a precise value of pressure and volume in the upper tank above the additional piston crown that would guarantee benefits of the use of the adaptive variable compression ratio system were unsuccessful. However, the trends in the change of these parameters construed as a change of the initial tension or the hardness of the PEA pneumatic spring have been ascertained. In order to reduce the compression ratio, the hardness should rise with the engine speed and decrease with the increasing load. The initial tension should slowly rise with the increasing load.

Further works aiming at the modification of the design of the PEA tank and the additional piston will focus on the extension of the range of speeds and loads under which the engine operation is stable and the PEA losses do not outweigh the benefits related to the increased compression ratio. The continuation of the research will focus on precise determination of the PEA system efficiency as well as a detailed analysis of thermodynamic changes occurring during the engine work cycle. This will allow a creation of a correct mathematical model of the prototype engine and will facilitate relevant further works.

## 5. Wnioski

Choć przeprowadzone badania miały charakter wstępny, to wykazały, że prototypowa konstrukcja silnika o zmiennym stopniu sprężania wyposażonego w pneumatyczny akumulator energii (PAE) z dodatkowym tłokiem w głowicy może podnieść sprawność silnika ZI. Dotyczy to wprowadzić małych obciążeń i małych prędkości, lecz osiągnięty wzrost sprawności, mierzony wzrostem średniego ciśnienia indykowanego oraz pracy indykowanej, staje się wart uwagi. Podczas badań nie udało się ustalić konkretnej wartości ciśnienia i objętości w górnym zbiorniku ponad kielichem dodatkowego tłoka, tak aby zapewnić wyłącznie korzyści z pracy z adaptacyjnym stopniem sprężania. Udało się natomiast określić kierunki zmian tych parametrów rozumiane jako zmiana napięcia wstępnego bądź sztywności sprężyny pneumatycznej PAE. Sztywność powinna wzrastać wraz z obrotami silnika, a jednocześnie maleć wraz ze wzrostem obciążenia, aby zmniejszać stopień sprężania. Napięcie wstępne powinno natomiast powoli wzrastać ze wzrostem obciążenia.

Dalsze prace zmierzające do zmiany konstrukcji zbiornika PAE i dodatkowego tłoka będą miały za zadanie rozszerzenie zakresu prędkości obrotowej i obciążenia, w którym praca silnika jest stabilna i straty w PAE nie przekraczają korzyści związanych ze zwiększeniem stopnia sprężania. Kontynuacja badań będzie dotyczyła dokładnego określenia sprawności układu PAE, a także szczegółowej analizy przemian termodynamicznych zachodzących podczas cyklu pracy silnika. Pozwoli to stworzyć poprawny model matematyczny prototypowego silnika i ułatwi dalsze prace z nim związane.

## Nomenclature/

VCR	variable compression ratio/ <i>zmienny stopień sprężania</i>	$p_i$	mean indicated pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i> [MPa]
PEA	pneumatic energy accumulator/ <i>pneumatyczny akumulator energii</i>	$V_{ap}$	additional volume generated following the movement of the additional piston/ <i>dodatkowa objętość powstała w wyniku ruchu dodatkowego tłoka</i> [cm <sup>3</sup> ]
$\alpha_p$	throttle opening/ <i>otwarcie przepustnicy</i> [%]	$V_{cc}$	volume of the combustion chamber/ <i>objętość komory spalania</i> [cm <sup>3</sup> ]
$A_g$	area of the additional piston on which the pressure is exerted/ <i>powierzchnia dodatkowego tłoka, na którą oddziałuje ciśnienie</i> [m <sup>2</sup> ]	$V_d$	volume of the lower PEA tank/ <i>objętość dolnego zbiornika PAE</i> [cm <sup>3</sup> ]
$k_g$	hardness of the pneumatic spring of the energy accumulator/ <i>sztywność sprężyny pneumatycznej akumulatora energii</i> [N/m]	$V_g, V_{g0}$	adjustable volume of the upper PEA tank/ <i>regulowana objętość górnego zbiornika PAE</i> [cm <sup>3</sup> ]
$m$	polytropic exponent/ <i>wykładnik politropy</i> [-]	$V_s$	cylinder displacement/ <i>objętość skokowa cylindra</i> [cm <sup>3</sup> ]
$M_N$	engine torque/ <i>moment napędowy silnika</i> [N·m]	$\omega_s$	engine speed/ <i>prędkość obrotowa silnika</i> [rpm/obr/min]
$p_d$	pressure in the lower PEA tank/ <i>ciśnienie w dolnym zbiorniku PAE</i> [bar]	$x$	displacement/movement of the additional piston/ <i>przemieszczenie/ruch dodatkowego tłoka</i> [mm]
$p_g, p_{g0}$	pressure in the upper PEA tank/ <i>ciśnienie w górnym zbiorniku</i> [bar]		

## Bibliography/Literatura

- [1] Głogowski M., A compensating arrangement for a variable compression ratio engine, International Patent Application – WO 2011/023725 A2, 03.03.2011.
- [2] Głogowski M., Prototyp pneumatycznego akumulatora energii (PAE) w silniku spalinowym, Łódź 2014.
- [3] Głogowski M., Pawelski Z., Opis stanowiska do badań prototypu silnika z pneumatycznym akumulatorem energii, Archiwum Motoryzacji, 4/2011.
- [4] Kondo T., Hirano M., A study of a variable compression ratio engine with a double piston system, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2008-66453, Boston 2008.
- [5] Kutlar O.A., Aslan H., Calik A.T., Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load, Energy Conversion and Management, 46/2005.
- [6] Lotus Cars Limited, A two-stroke internal combustion engine with variable compression ratio and an exhaust port shutter and a method of operating such an engine, International Patent Application – WO 2011/055118 A1, 12.05.2010.
- [7] Łaziński P., Wpływ parametrów regulacyjnych pneumatycznego akumulatora energii na osiągi prototypowego silnika VCR, Łódź 2013.
- [8] Nissan Motor, Variable Compression Ratio Internal Combustion Engine, Japan Patent Application – JP 2011001905 A, 06.01.2011.
- [9] Reciprocal internal combustion engines – Performance – Part 2: Test methods, ISO 3046-2:1987.
- [10] Roberts M., Benefits and challenges of variable compression ratio (VCR), Society of Automotive Engineers, Technical Paper no 2003-01-398, 2003.
- [11] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady WE nr 443/2009 z dnia 23 kwietnia 2009 r. określające normy emisji dla nowych samochodów osobowych w ramach zintegrowanego podejścia Wspólnoty na rzecz zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> z lekkich pojazdów dostawczych.
- [12] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady UE nr 510/2011 z dnia 11 maja 2011 r. określające normy emisji dla nowych lekkich samochodów dostawczych w ramach zintegrowanego podejścia Unii na rzecz zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> z lekkich pojazdów dostawczych.
- [13] Saab Automobile, Internal combustion engine with variable compression, provided with reinforcements of the crankcase section in the region of the main bearings, International Patent Application – WO 92/09799, 11.06.1992.
- [14] Tomar S., Mishra R., Bisht S., Kumar S., Balyan A., Saxena G., Optimisation of connecting rod design to achieve VCR, International Journal of Engineering Research and Applications, vol. 3, issue 6, 2013.
- [15] Vianney Rabhi, Engine block and cylinder head assembly for a variable compression ratio engine, USA Patent Application – US 2010/0154748 A1, 24.06.2010.

Michał Głogowski, DEng. – lecturer at the Faculty of Process and Environmental Engineering of Lodz University of Technology.

*Dr inż. Michał Głogowski – wykładowca na Wydziale Inżynierii Procesowej i Ochrony Środowiska Politechniki Łódzkiej.*

e-mail: [michal.glogowski@p.lodz.pl](mailto:michal.glogowski@p.lodz.pl)



Przemysław Łaziński, MSc. – a doctoral student at the Faculty of Mechanical Engineering of Lodz University of Technology.

*Mgr inż. Przemysław Łaziński – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej.*

e-mail: [p.lazinski@wp.pl](mailto:p.lazinski@wp.pl)



Jacek Leyko, DEng. – assistant professor at the Faculty of Mechanical Engineering of Lodz University of Technology.

*Dr inż. Jacek Leyko – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej.*

e-mail: [leykoj@p.lodz.pl](mailto:leykoj@p.lodz.pl)



### A list of paper reviewers recommending papers for publication in 2014

#### *Lista recenzentów opiniujących artykuły opublikowane w 2014 r.*

Josef AFFENZELLER

Richard ATKINS

Ki-Hyun BAEK

Ewa BARDASZ

Pedro BARROSO

Piotr BOGUŚ

Marek BRZEŻAŃSKI

Giovanni CIPOLLA

Jan CZERWIŃSKI

Vladimir HLAVNÁ

Oleg IGNATOV

Anna JANICKA

Dong-Soo JEONG

Tomasz KNIAZIEWICZ

Mirosław KOWALSKI

Jacek KROPIWNICKI

Andrzej KULCZYCKI

Hans PETER LENZ

Helmut LIST

Sławomir LUFT

Jan MACEK

Jerzy MERKISZ

Agnieszka MERKISZ-GURANOWSKA

Franz MOSER

Andrzej NIEWCZAS

Stanisław NOSAL

Dieter PEITSCH

Jakub PIASZYK

Andrzej PIĘTAK

Stefan PISCHINGER

Andrey POLIVYANCHUK

Wojciech PRZETAKIEWICZ

Kazimierz ROMANISZYN

Roger SIERENS

Zbigniew SROKA

Włodzimierz STAWECKI

Grzegorz SZYMAŃSKI

Eugeniusz ŚWITOŃSKI

Andrzej TEODORCZYK

Franciszek TOMASZEWSKI

Robin VANHAELST

Ernst WINKLHOFER

Marek WŁODARCZYK

Piotr WOLAŃSKI

Mirosław WYSZYŃSKI

## Reminiscence/Wspomnienie

Prof. dr hab. inż. Bolesław Józef Stolarski (1930-2014)

Profesor Bolesław Józef Stolarski, wieloletni dyrektor Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, zmarł 24 czerwca 2014 r. w Krakowie. Był członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych od chwili jego założenia.

Profesor Bolesław J. Stolarski urodził się 6 marca 1930 r. w Krakowie. Najpierw studiował na Wydziale Komunikacji Akademii Górniczej w Krakowie, gdzie w roku 1951 uzyskał dyplom inżyniera mechanika, a następnie na Politechnice Śląskiej, którą ukończył w roku 1954 i otrzymał dyplom magistra inżyniera. W latach 1951-1953 pracował w Fabryce Samochodów Osobowych na Żeraniu w Warszawie, w okresie uruchamiania produkcji samochodu Warszawa M-20.

Pracę na Politechnice Krakowskiej rozpoczął jako asystent w roku 1954 i przeszedł kolejno wszystkie szczeble hierarchii zawodowej i naukowej. Na tej Uczelni w roku 1964 obronił pracę doktorską, a w roku 1969 otrzymał stanowisko docenta. W roku 1989 przedstawił rozprawę habilitacyjną i uzyskał stopień doktora habilitowanego, a także w tym samym roku uzyskał tytuł profesora. W roku 1998 został powołany na stanowisko profesora zwyczajnego.

W latach 1968-2000 był kolejno kierownikiem Katedry Technologii i Eksploatacji Samochodów i Ciągników, Zakładu Technologii Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Zakładu Inżynierii Produkcji i Bezpieczeństwa Pojazdów Samochodowych. W latach 1969-2000 pełnił funkcje zastępcy dyrektora Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych do spraw współpracy z przemysłem, a następnie dyrektora tego Instytutu. Od roku 1969, przez wiele lat, był seniorem budowy Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej w Czyżynach.

Działalność naukowa i dydaktyczna Profesora Stolarskiego od samego początku związana była z zagadnieniami technologii pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Efektem działalności naukowej było opublikowanie około 100 prac naukowych, ponad 50 referatów wygłoszonych na konferencjach naukowych oraz 12 patentów. Był promotorem 12 prac doktorskich i recenzentem licznych rozpraw doktorskich, habilitacyjnych oraz dorobku na tytuł i stanowisko profesora. Znaczący jest dorobek Profesora w zakresie prac realizowanych dla przemysłu. Współpracował między innymi z Wytwórnią Silników Wysokoprężnych w Andrychowie, Wytwórnią Sprzętu Komunikacyjnego w Mielcu, z Fabryką Samochodów Ciężarowych w Starachowicach, Sanocką Fabryką Autobusów, Fabryką Samochodów Małolitrażowych w Bielsku-Białej, Fabryką Samochodów Osobowych w Warszawie.



Działalność dydaktyczna to przede wszystkim prowadzenie wykładów, konsultacje prac przejściowych i dyplomowych. Był promotorem ponad 400 prac dyplomowych magisterskich i inżynierskich.

Profesor Stolarski cieszył się autorytetem w środowisku, czego wyrazem było pełnienie ważnych funkcji w organizacjach naukowych:

- przewodniczący Komisji Motoryzacji Krakowskiego Oddziału PAN,
- przewodniczący Rady Naukowej Instytutu Ekspertyz Sądowych im. dr. Jana Sehna w Krakowie,
- członek Rady Naukowej Instytutu Transportu Samochodowego w Warszawie,
- współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji i wiceprzewodniczący tego Towarzystwa.

Działał także w licznych organizacjach naukowych; był między innymi: członkiem Akademii Nauk Ukrainy i członkiem Zespołu Motoryzacji Komitetu Transportu PAN.

Był współtwórcą ogólnopolskich konferencji naukowych KONMOT, które cyklicznie odbywają się od roku 1976. Działał w komitetach organizacyjnych i naukowych licznych konferencji naukowych.

Profesor Bolesław J. Stolarski był barwną postacią obdarzoną licznymi przymiotami. W naszej pamięci pozostanie przede wszystkim jako Człowiek życzliwy, pomocny kolegom i studentom, wspierający każdego, kto znalazł się w trudnej sytuacji.

*Andrzej Mruk, Witold Jordan*



# VI INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY  
OF COMBUSTION ENGINES

22<sup>nd</sup>-24<sup>th</sup> June 2015



January 15 <sup>th</sup> , 2015	Abstract submission
January 31 <sup>st</sup> , 2015	Notification of abstract acceptance
March 31 <sup>st</sup> , 2015	Papers submission
May 15 <sup>th</sup> , 2015	Notification of Paper Acceptance
May 20 <sup>th</sup> , 2015	Deadline for hotel reservation
May 31 <sup>st</sup> , 2015	Deadline for participation fee

**June 22<sup>nd</sup>-24<sup>th</sup>, 2015 - PTNSS CONGRESS 2015**

**University of Warmia and Mazury in Olsztyn  
10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 12, POLAND**



**TOPICS**

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

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

**FOR PARTNERS FROM INDUSTRY AND SERVICES**

Please accept our kind invitation to attend the 6<sup>th</sup> International PTNSS Congress. We would like to create an opportunity to present achievements of science and industry.

**APPLICATION**

If you wish to participate in the Congress, please register at [www.congress.ptnss.pl](http://www.congress.ptnss.pl)

**ABSTRACTS**

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

**CONGRESS LOCATION AND TRAVEL**

6<sup>th</sup> International Congress on Combustion Engines will be held at the University of Warmia and Mazury in Olsztyn, which is located in a beautiful district of Olsztyn "Kortowo". Campus, with its large park and two lakes is considered as the most beautiful in Poland. The Organizers provides shuttle transportation from Olsztyn railway station to the place of the Congress Centre.

**DEADLINES**

- January 15<sup>th</sup>, 2015 - Abstract submission
- January 31<sup>st</sup>, 2015 - Notification of abstract acceptance
- March 15<sup>th</sup>, 2015 - Papers submission
- May 15<sup>th</sup>, 2015 - Notification of Paper Acceptance
- May 20<sup>th</sup>, 2015 - Deadline for hotel reservation
- May 31<sup>st</sup>, 2015 - Deadline for participation fee
- June 22<sup>th</sup> - 24<sup>th</sup>, 2015 - KONGRES PTNSS 2015

**CONTACT**

**ORGANIZATION OFFICE:**

Prof Andrzej Pięta - Vice-President for Organization  
e-mail: [apietak@uwm.edu.pl](mailto:apietak@uwm.edu.pl)

PhD Sławomir Wierzbicki - Secretary for Organization  
Tel/fax: +48 89 524 52 22 / +48 89 525 51 01  
e-mail: [kongres\\_org@ptnss.pl](mailto:kongres_org@ptnss.pl)

MSc Zbigniew Rozmarynowski - Secretary for Industry  
Exhibition

Tel/fax: +48 89 524 54 88 / +48 89 525 51 01  
e-mail: [zbigniew.rozmarynowski@uwm.edu.pl](mailto:zbigniew.rozmarynowski@uwm.edu.pl)

**SCIENCE OFFICE:**

Prof Zdzislaw Stelmasiak - Vice-President for Science  
e-mail: [zstelmasiak@ath.bielsko.pl](mailto:zstelmasiak@ath.bielsko.pl)  
PhD Dariusz Pietras - Secretary for Science  
Tel/fax: +48 33 8279332 / +48 33 8279351  
e-mail: [kongres\\_sce@ptnss.pl](mailto:kongres_sce@ptnss.pl)

**ADDRESS OF THE ORGANIZING COMMITTEE:**

PTNSS Congress 2015  
UWM- Department of Mechatronics  
Ul. Sloneczna 46A  
10-736 Olsztyn  
POLAND

**WEATHER**

June in Olsztyn is usually pleasant and sunny. Temperatures fluctuate around 20÷25°C.

**ACCOMMODATION**

Congress participants can choose accommodation in one of the hotels in Olsztyn. For our guests we recommend The Hotel Park because of organizational reasons.

There are the following possibilities of accommodation in single or double room in the hotels:

Hotel	Single room	Double room
Park Hotel (Standard rooms)	170 PLN (~40 €)	200 PLN (~48 €)
Park Hotel (Superior rooms)	210 PLN (~50 €)	240 PLN (~57 €)
Hotel "KOPERNIK"	197 PLN (~47 €)	232 PLN (~55 €)
Guest rooms in university dormitories *)	70 PLN (~12 €)	130 PLN (~32 €)
Dormitories (student rooms)*)	50 PLN (~12 €)	80 PLN (~19 €)

\*) breakfast not included

**CONGRESS FEE**

Congress fee	Participants*) - 357 € (1400 PLN)
	Participants*) - 320 € (1300 PLN) being the PTNSS member
	Accompanying**) - 240 € (700 PLN) person

\*) **Congress fee includes:** admission to all the Congress sessions and excursions, the Congress proceedings, lunches, gala dinner and barbecue.

\*\*) **Congress fee includes:** lunches, gala dinner and barbecue.

**The Congress fee deadline is the 31<sup>st</sup> May 2015.**

Payment transfer to:

**Bank:** PEKAO S.A. O/Bielsko - Biala  
**BIC/SWIFT:** PKOPPLPW  
**IBAN:** PL 92 1240 6449 1111 0000 5290 4552

please add a note: PTNSS CONGRESS 2015 - Name and Surname



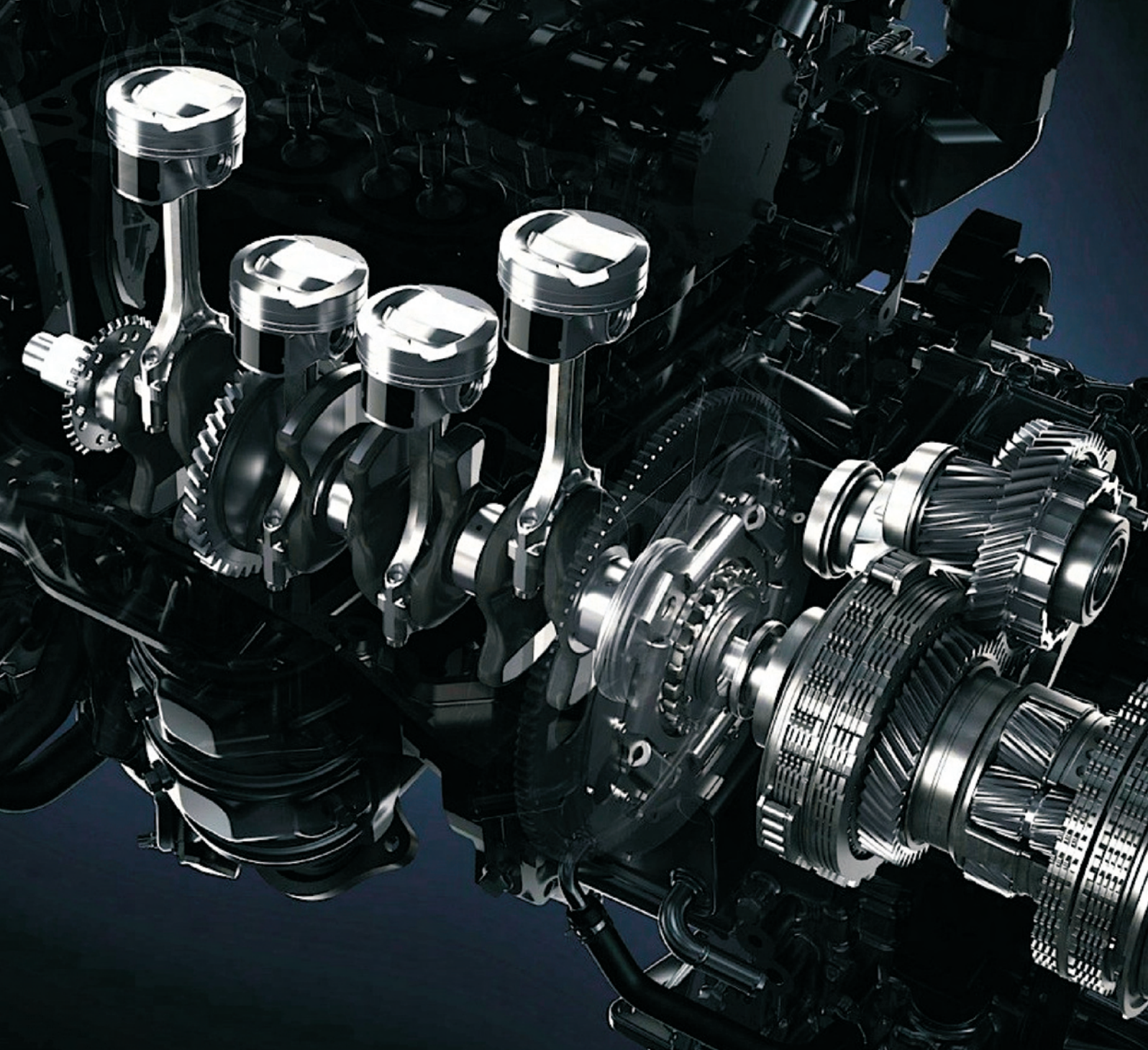


# INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96  
tel.: 22 685 10 13; tel./faks: 22 836 44 71  
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl



## ULEPSZYMY KAŻDĄ TECHNOLOGIĘ



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrań Zarządu  
Zebrań Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

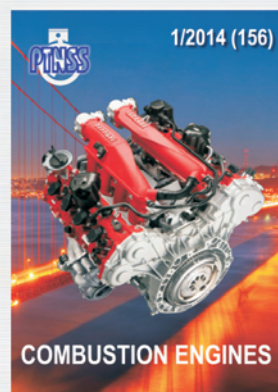
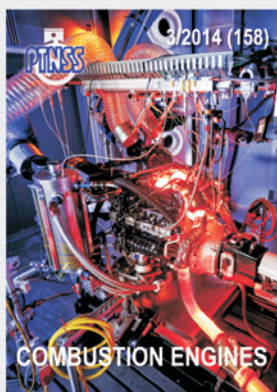
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)