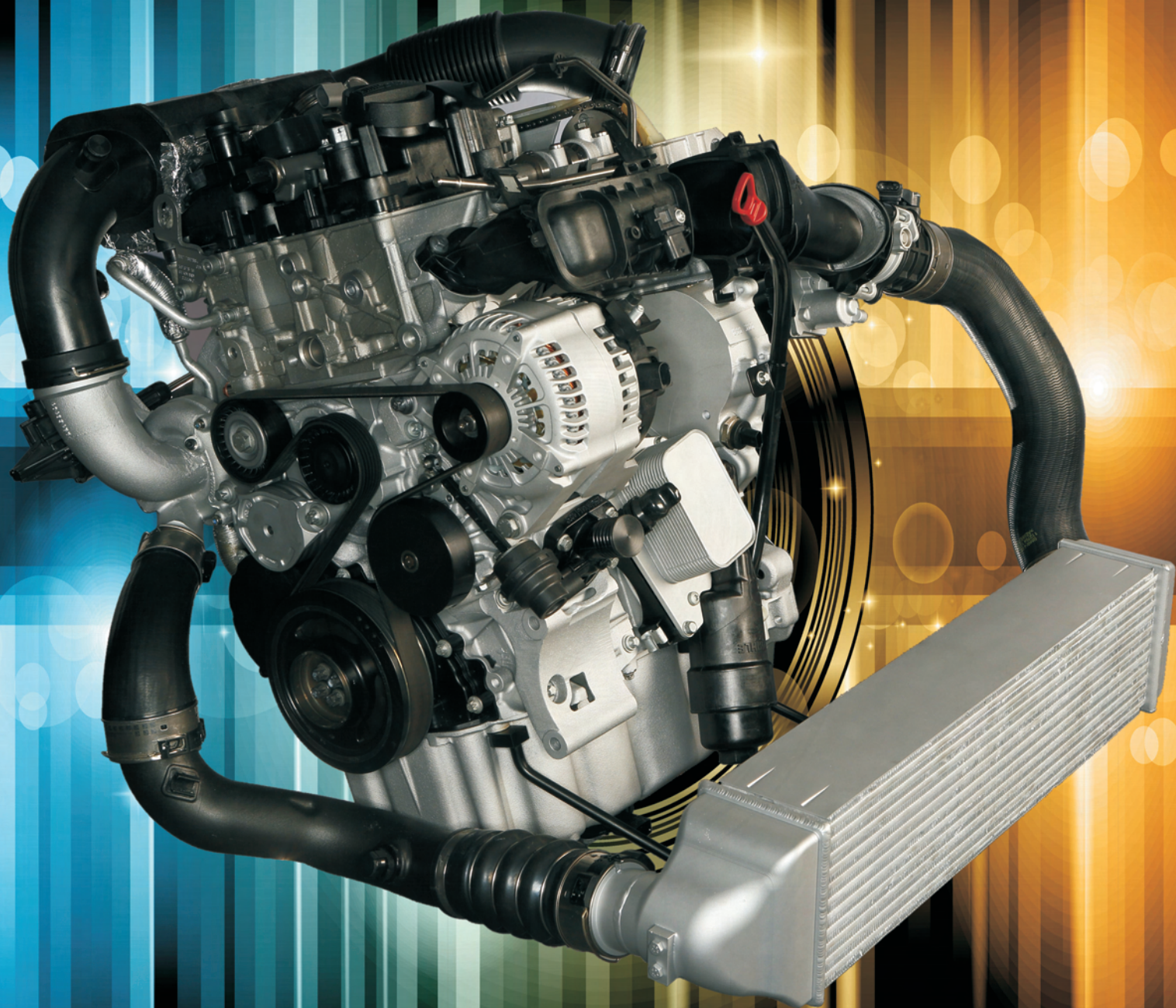




4/2012 (151)



COMBUSTION ENGINES

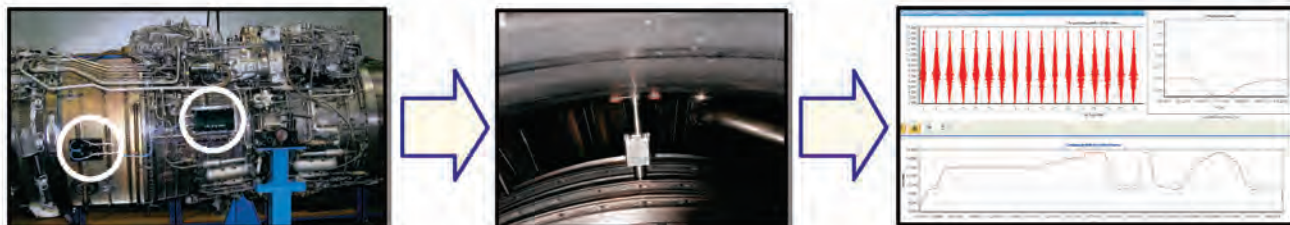
SILNIKI SPALINOWE



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

MONITOROWANIE STANU TECHNICZNEGO SILNIKÓW



Monitorowanie odkształceń piór łopatek w czasie rzeczywistym na podstawie czasów przyścia łopatek, mierzonych przez czujniki magnetyczne i precyzyjne liczniki, taktowane zegarem 200 MHz.

KORZYŚCI:

- ♦ Wczesne wykrywanie pęknięć zmęczeniowych;
- ♦ Monitorowanie obciążeń i prognozowanie/ zwiększanie trwałości podzespołów wirujących (łopatek, tarcz i integralnych stopni);
- ♦ Ochrona przed uszkodzeniami związanymi z obecnością ciał obcych;
- ♦ Monitorowanie drgań asynchronicznych łopatek (oderwania, flutter, pompaż).

CZUJNIKI DRGAŃ ŁOPATEK

Pasywne czujniki wiropładowe do pomiaru czasu przyścia łopatek, zaprojektowane do długotrwałej pracy w niekorzystnych warunkach.



CI-1B – czujnik przeznaczony dla tytanowych łopatek sprężarki wojskowego silnika dwuprzepływowego RD-33.

TF-2 – czujnik dla łopatek tytanowych wentylatora silnika wojskowego. Wbudowany wzmacniacz z dwoma wyjściami analogowymi (XY). Możliwość pomiaru skręcenia łopatki.



HPTT – czujnik dla łopatek wentylatora silnika cywilnego, przygotowany do pracy z dużym luzem wierzchołkowym (do 0.5") na dużym promieniu wirowania. Wbudowany wzmacniacz z dwoma wyjściami: analogowym i cyfrowym (tip-timing).

CCM-2b – czujnik dla łopatek turbiny wysokiego ciśnienia wojskowego silnika dwuprzepływowego, pracujących w temperaturze przekraczającej 1000°C. Chłodzony pasywnie przez powietrze kanału zewnętrznego.



CCM-1a – wytrzymały czujnik dla turbiny wojskowego silnika odrzutowego. Generuje sygnał pochodzący od łopatek turbinowych, pracujących w temperaturze przekraczającej 800°C. Chłodzony pasywnie przez powietrze atmosferyczne.



Komputer wbudowany (pokładowy)

Monitorowanie drgań łopatek w czasie rzeczywistym, rejestracja i podstawowa analiza danych. Wykonany w architekturze FPGA, zapis danych na kartach SD.





COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

4/2012 (151)

Rok L

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

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 Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszynski – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

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

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

Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr 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

Editorial

Dear readers,

We are proud to give to you issue number 4/2012 – the last *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* in 2012. The passing 2012 was a jubilee year for our journal: we printed the 150th issue and 50 years passed from the first printed copy of our magazine ever. On this occasion the management of PTNSS wish to express their utmost gratitude to all the people involved in the publishing and development of the journal. We also proudly announce that the magazine's popularity is constantly growing, which is reflected in the circulation on the level of 600-700 copies. Also, each month we print new foreign publications.

Bearing in mind the mission to extend the outreach of the magazine (international readership in particular), in 2012 we launched an 'open access' version of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* on our website. In the coming year we plan to launch a new independent magazine website at www.combustion-engines.eu.

As recommended by the Ministry of Science and Higher Education, in the current issue we are providing you with the list of paper reviewers in 2012. Over 70 people worked entirely pro bono to maintain the high quality of the magazine content. We wish to thank all these people because it is them that we owe the high editorial level of our magazine to. Speaking of the reviewers, we wish to inform our readers on the initiative of a scientific development of young scholars. As tradition has it, at least two reviewers will be appointed for the evaluation of each of the papers. We will, though, take every effort to have younger employees review the papers as well.

Management PTNSS

Editorial *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Szanowni Czytelnicy,

Oddajemy do Waszych rąk numer 4/2012 – ostatni numer *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* w 2012 roku. Kończący się rok 2012 był dla kwartalnika rokiem jubileuszowym: wydano 150-ty numer oraz upłynęło 50 lat od wydania pierwszego numeru czasopisma. Z tej okazji Zarząd PTNSS składa szczerze wyrazy wdzięczności wszystkim osobom zaangażowanym w wydawanie i rozwój kwartalnika. Jednocześnie z satysfakcją informujemy o niesłabnącym zainteresowaniu kwartalnikiem, mającym odzwierciedlenie w stałym, wysokim nakładzie na poziomie 600-700 egzemplarzy. Z zadowoleniem odnotowujemy również obecność w każdym numerze *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* artykułów zagranicznych.

Mając na uwadze dalsze zwiększenie zasięgu kwartalnika, a w szczególności jego popularyzację zagranicą, w bieżącym roku uruchomiono na stronie internetowej PTNSS dostęp do treści *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* w systemie „open access”. W roku przyszłym planujemy zaproszenie czytelników na nową, samodzielną stronę internetową kwartalnika pod adresem www.combustion-engines.eu.

Zgodnie z zaleceniami Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego w bieżącym numerze publikujemy listę osób opiniujących prace publikowane w kwartalniku w roku 2012. Osobom tym, a jest ich ponad siedemdziesiąt, składamy serdeczne podziękowania, gdyż to im w znacznej mierze pracę całkowicie społecznie. Gdy mowa o recenzentach, pragniemy także poinformować czytelników o inicjatywie redakcji mającej na celu rozwój naukowy młodej kadry. Tak jak dotychczas, do oceny każdej z prac zgłoszonych do publikacji wyznaczani będą co najmniej dwaj recenzenci. Staraniem redakcji będzie natomiast, aby poza recenzentami z grupy profesorów, każdą pracę oceniał także młodszy pracownik nauki.

Zarząd PTNSS

oraz Redakcja *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji.....	1
M.T. Włodarczyk: Fiber optic-based in-cylinder pressure sensor for advanced engine control and monitoring (2012-SS4-401).....	3
Z. Korczewski: The sources of contamination and reasons for damage of the flow part of the marine turbine engine in operation/Źródła zanieczyszczeń i uszkodzeń części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego podczas jego eksploatacji (2012-SS4-402).....	9
P. Bielaczyc, A. Szczotka: The potential of current european light duty CNG-fuelled vehicles to meet Euro 6 requirements/Możliwości spełnienia norm emisji Euro 6 przez obecnie produkowane europejskie lekkie pojazdy samochodowe zasilane gazem ziemnym (2012-SS4-403).....	20
T. Dziubak: The assessment of the possibilities of improvement of the extraction evenness in multicyclone dedusters fitted in special vehicles/Badania możliwości poprawy równomierności odsysania pyłu z osadnika multicyklonu filtru powietrza pojazdu specjalnego (2012-SS4-404).....	34
Z. Stelmasiak, M. Matyjasik: Simulation of the combustion in a dual fuel engine with a divided pilot dose/Symulacja procesu spalania w dwupaliwowym silniku z dzieloną dawką oleju napędowego (2012-SS4-405).....	43
M. Szlachetka, M. Wendeker: Model research of injection of gasoline and E85 into the engine intake pipe/Badania modelowe wtrysku benzyny i paliwa E85 do przewodu dolotowego silnika (2012-SS4-406).....	55
M. Idzior, M. Bieliński, T. Borowczyk, P. Daszkiewicz, P. Stobnicki: A simulation study of turbocharger intake leakage on its efficiency/Badania symulacyjne wpływu nieszczelności układów dolotowych turbosprężarek na ich skuteczność działania (2012-SS4-407).....	64
L. Piaseczny, M. Walkowski: Simulation studies of selected characteristics of the injection system the common rail medium-speed research engine/Badania symulacyjne wybranych charakterystyk wtrysku układu typu common rail średnioobrotowego okrętowego silnika badawczego (2012-SS4-408).....	72
R. Zadrąg, M. Zellma: The use of multi-equation models in the analysis of dynamic processes in marine diesel engines/Wykorzystanie modeli wielorównaniowych do analizy procesów dynamicznych w badaniach okrętowych silników spalinowych (2012-SS4-409).....	77
Qualifying as assistant professor/Habilitacje.....	86
Doctorates/Doktoraty.....	86

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

© 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.

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.

Cover/Okladka

I – BMW-TwinPower-Turbo 1.5 dm³, 3-cyl. engine
(*fot. www.press.bmwgroup.com*),
background (© DavidArts – Fotolia.com)
IV – Audi dual injection system (*fot. www.audi.de*)

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku

Combustion Engines/Silniki Spalinowe

otrzymują **6 punktów**

zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 września 2012 r.

A list of paper reviewers recommending papers for publication in 2012

Lista recenzentów opiniujących artykuły opublikowane w 2012 r.

Josef AFFENZELLER	Anna JANICKA	Jaroslav MIZERA	Roger SIERENS
Andrzej AMBROZIK	Antoni JANKOWSKI	Franz MOSER	Lech SITNIK
Richard ATKINS	Jaroslav KAŁUŻNY	Janusz MYSŁOWSKI	Maciej SOBIESZCZAŃSKI
Marek BRZEŻAŃSKI	Zbigniew KNEBA	Andrzej NIEWCZAS	Zdzisław STELMASIAK
Krzysztof BRZOZOWSKI	Miłosław KOZAK	Marek ORKISZ	Antoni ŚWIĄTEK
Adam CHARCHALIS	Władysław KOZAK	Enrico PAVONI	Eugeniusz ŚWITOŃSKI
Zdzisław CHŁOPEK	Jacek KROPIWICKI	Leszek PIASECZNY	Piotr TARKOWSKI
Giovanni CIPOLLA	Stanisław KRUCZYŃSKI	Ireneusz PIELECHA	Andrzej TEODORCZYK
Jan CZERWIŃSKI	Kazimierz LEJDA	Jacek PIELECHA	Jerzy WALENTYNOWICZ
Stanisław DOBROCIŃSKI	Hans Peter LENZ	Andrzej PIĘTAK	Marek WALIGÓRSKI
Adam DUŻYŃSKI	Piotr LIJEWSKI	Stefan PISCHINGER	Mirosław WENDEKER
Jacek ELIASZ	Helmut LIST	Janusz PRZĄSTEK	Krzysztof WISŁOCKI
Paweł FUĆ	Rafał LONGWIC	Wojciech PRZETAKIEWICZ	Krzysztof WITUSZCZAK
Jerzy GARDULSKI	Sławomir LUFT	Józef PSZCZÓŁKOWSKI	Krzysztof WOJCIECHOWSKI
Jerzy GIRTLEK	Leszek MAŁDZIŃSKI	Kazimierz ROMANISZYN	Piotr WOLAŃSKI
Jacek HUNICZ	Jaroslav MARKOWSKI	Eugeniusz RUSIŃSKI	Jerzy WRÓBEL
Marek IDZIOR	Paweł MAZURO	Bronisław SENDYKA	Wiesław ZWIERZYCKI
Oleg IGNATOV	Jerzy MERKISZ	Wojciech SERDECKI	

Fiber optic-based in-cylinder pressure sensor for advanced engine control and monitoring

This paper describes the design and performance of a miniature cylinder pressure sensor packaged either as a stand-alone device or integrated with a cylinder head gasket, glow plug, fuel injector, or spark plug. Benefiting from a fiber-optic based design the sensing element can operate at ultra-high temperatures and is not affected by EMI. This low cost device utilizes the principle of light intensity changes transmitted by two optical fibers upon reflection from a metal diaphragm deflecting under the effect of pressure. When the diaphragm thickness and shape are optimized, the sensor can operate up to 5 billion pressure cycles. The device is compensated for all temperature effects encountered in combustion engines, resulting from the thermal shock, engine load changes, and under-hood temperature fluctuations. Due to the diaphragm small thermal mass the sensor is subject to the thermal shock error if no heat shield is employed. While a suitable shield can almost eliminate the thermal shock error, it can get clogged in engines fuelled by diesel or landfill gas. For such engines a dual diaphragm construction offers a robust solution against soot and other combustion deposits as well as minimum thermal shock error. In comparison to a water cooled piezoelectric quartz transducer the present sensor offers the accuracy of $\pm 1.5\%$ of reading at pressures above 5 bars, ± 0.1 bar error at pressure below 5 bars during compression, and the thermal shock error ranging from 0.1 bar to 0.3 bar dependent if a single or dual diaphragm is used. Such accuracy is possible with both stand-alone sensors as well as those 1.7 mm in diameter used in the "pressure sensing" cylinder head gaskets, glow plugs, fuel injectors, or spark plugs. This accuracy is maintained under all combustion conditions, sensor tip continuous temperatures up to 380 °C, signal conditioner temperature range of -40 °C to 140 °C, pressures up to 350 bar, and over frequency range of 0.1 Hz to 30 kHz. Such remarkable accuracy allows advanced engine controls based on highly accurate values of the Indicated Mean Effective Pressure, Mass Fraction Burned, Maximum Pressure Gradient, and Peak Pressure. Benefiting from sensor's high accuracy at both low and high pressures the device enables closed-loop control of fuel injection as well as in-cylinder prediction of mass air flow and engine NO_x emission levels.

Key words: cylinder, pressure, sensor, engine, control

1. Introduction

For the last 30 years numerous manufacturers of light duty internal combustion engines have attempted to develop control strategies based on a Cylinder Pressure Sensor (CPS) [1], which culminated in 2008 in the introduction of the first cylinder pressure-controlled clean diesel 4-cylinder and 6-cylinder engines [2]. Through the closed loop control of Mass Fraction Burned and Indicated Mean Effective Pressure the engine features substantially reduced in-cylinder emissions of NO_x and soot, lower engine noise levels, and improved fuel economy and drivability [3, 4]. Other benefits of cylinder pressure-based closed loop combustion controls include: stability over lifetime (tolerances, emissions), elimination and/or simplification of other engine sensors, reduction application effort (simplified engine maps), enabling highest power-density, on-board diagnostics (OBD), compensation for fuel quality, torque feedback and control, improved cold-starting and engine warm-up.

Other CPS-based engine control applications that recently gained significant interest are based on novel combustion concepts such as homogenous charge compression ignition (HCCI) [5], premixed charge compression ignition (PCCI) [6], and reactivity controlled compression ignition (RCCI) [7], which offer promise of substantial efficiency improvements combined with significant emissions reduction in gasoline, diesel, and alternative fuel engines.

2. Current status of CPS targeting series production engines

During the last 30 years of the development of different CPS technologies targeting series production engines various sensor packages have been considered to measure combustion pressure of internal combustion engines through a port in the cylinder head, spark plug, glow plug, fuel injector, or cylinder head gasket. All these solutions have their advantages and limitations. The cylinder head, using a dedicated port, is an obvious solution and works for all internal combustion engines with space permitting, but with compromise of structural rigidity. The spark plug offers an opportunity for ignition type engines as an integrated product [8, 9]. Design challenges for this solution are the high temperature exposure of the CPS due to the location and the close proximity to high electromagnetic noise, both favouring a fiber optic based solution. A piezoelectric quartz pressure sensor [10] integrated with an engine cylinder head gasket (CHG) has some inherent advantages of such integration over stand alone or spark plug-mounted sensors including suitability for use in all types and sizes of engines and different fuels, considerably lower cost especially in engines with a large number of cylinders, and compactness of the solution with a minimum number of connectors and harnesses needed. However, due to the sensor diameter of 3.5 mm the gasket thickness had to be increased from a typical ~1 mm to 5 mm making the design not suitable for a majority of smaller engines. It is only a 1.8 mm diameter fiber-optic pressure

sensor that has so far enabled a 3.0 mm thick cylinder head gasket [11].

The detection principle of the pressure sensor glow plug (PSG) [12] currently in use in series production light duty diesel engines relies on the heating rod axial displacement associated with changing cylinder pressure transmitting the motion to deflect the device diaphragm with a piezoresistive silicon strain gauge located on the of glow plug top. While the PSG offers good performance at high pressures and no thermal shock error, its spring-mass principle is inherently prone to artefacts associated with engine vibration as well as valve and fuel injector actuation. The notch filter used by the sensor electronics dampens the heater axial resonance limiting at the same time knock detection capability required for applications in gasoline or gas engines.

A number of so called stand-alone CPS intended for mounting into a dedicated port drilled in the engine head has been under development for the last few years focusing on applications in emerging gasoline HCCI and similar engines. One sensor type is based on a piezoceramic load cell [13] responding to the pressure-related changes of the device stress loading. However, this sensor suffers from susceptibility to engine valve actuation and vibration artifacts, sensitivity to sealing torque, and temperature and drift errors. Another type of the stand alone CPS operates on the same principle as the PSG suffering from the same limitations associated with the device spring-mass principle. As a result, the sensor has poor low pressure detection accuracy and distorted frequency response prohibiting high fidelity detection of engine knock and engine control strategies based on low cylinder pressure signal.

In contrast to the CPS designs based on either piezoresistive or piezoceramic sensors, which both measure pressure indirectly, the fiber optic-based sensor described here relies on the direct effect of combustion pressure, which defects sensor diaphragm located in the device tip [14]. The design enables high detection accuracy over a wide frequency range and at low pressure during compression where alternative CPS technologies suffer from engine vibration artifacts. However, the direct exposure of sensor diaphragm to combustion gasses and associated rapid temperature changes are the sources of so called thermal shock error that needs to be minimized to attain high detection accuracy at low pressure during expansion cycle.

3. Description of fiber optic-based pressure sensor

The schematic diagram of the fiber-optic cylinder pressure sensor [14] Optrand has developed is shown in below (Fig. 1).

The sensor head, which can vary in diameter from 1.8 mm to 10 mm depending on the diaphragm diameter, consists of stainless steel housing with a welded hat-shaped diaphragm made of Inconel 718 alloy and a metal ferrule with two optical fibers sealed inside. By an optimum selec-

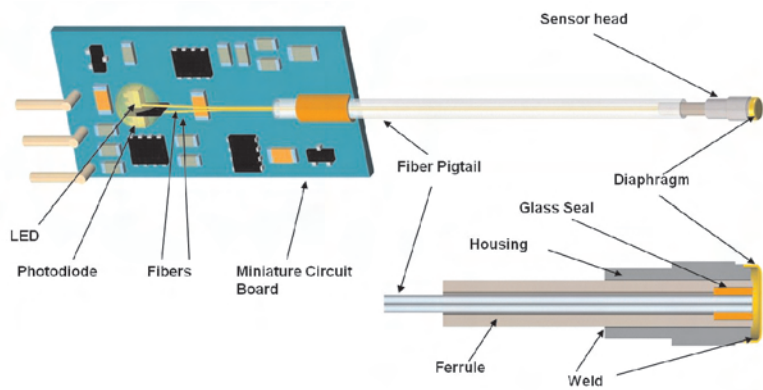


Fig. 1. Schematic diagram of fiber optic-based pressure sensor

tion of diaphragm thickness and geometry its fatigue life can be as high as 5 billion cycles and possibly more. The most recent improvement of the fiber to ferrule seal relies on a hermetic glass bond rated for the maximum temperature of either 420 °C or 510 °C enabling the maximum sensor tip temperature of 380 °C or 480 °C, respectively. The other fiber ends are connected to the sensor signal conditioner. The diaphragm's inside surface is illuminated by the "delivering" fiber connected to a light source while the "receiving" fiber transmits light reflected from the diaphragm to a light detector. During sensor assembly the ferrule is advanced toward the diaphragm until the target gap is reached, at which time the ferrule is welded to the housing. Figure 2 shows examples of sensor head packages based on the 1.7 mm diameter diaphragms with different thicknesses – dependent of engine peak pressures, targeting integration with such engine components as a glow plug, cylinder head gasket, spark plug, or fuel injector.

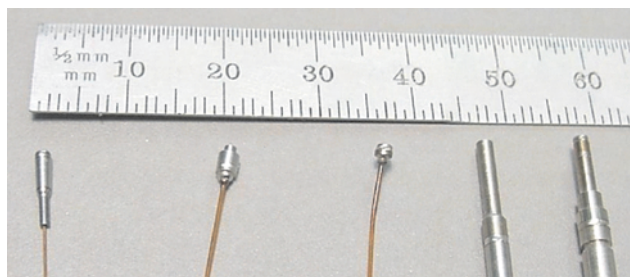


Fig. 2. Examples of sensor heads based on 1.7 mm diameter diaphragm

The key components of the sensor signal conditioner are an LED light source, a photodiode photo detector, and SMT electronic parts. Two large core fibers are permanently bonded to the LED (850 nm wavelength, 100 micron emitting area, point-source type) and photodiode (Silicon) chips. The Auto-Referencing circuitry [14] regulates the LED light intensity in a closed-loop control scheme so that the sensor offset is kept constant as the sensor head and signal conditioner temperatures change. In combination with the Temperature Compensation technique [14], closed loop LED control also corrects for the temperature dependence of sensor sensitivity associated with the diaphragm's deflection temperature

dependence. The temperature compensation technique relies on an optimum selection of the sensor housing and ferrule thermal expansion coefficients and their lengths resulting in an increased diaphragm-to-ferrule gap with increasing sensor head temperature. The resulting increase in the reflected signal at minimum pressure is compensated by reducing the LED output by the auto-referencing circuitry, effectively reducing the sensor gain. This reduction is optimized to offset the effect of increased diaphragm deflection at increased temperature. Another advantage of the auto-referencing circuitry is its ability to maintain drift-free sensor offset under engine load changes and over the device's lifetime. Finally, the thermal error is kept at a minimum level owing to a heat shield installed in front of the sensor diaphragm. Various heat shield designs are used dependent on the engine type and level of soot deposits.

Over the last 15 years of sensor development the signal conditioner construction and size have been undergoing evolution from the original FiberPSI design shown in Fig. 3 based on a 100 mm-wide and 200 mm-long circuit board to an intermediate AutoPSI-A/I sensor shown in Fig. 4 based on a 25 mm-wide and 75 mm-long board to the latest AutoPSI-OEI sensor shown in Fig. 5 based on a 12.7 mm-wide and 20 mm-long board.

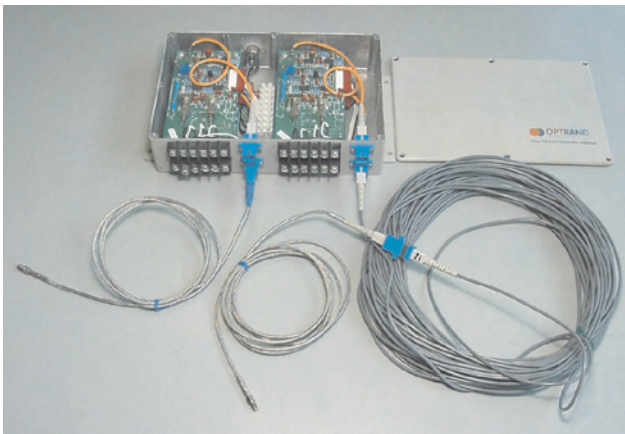


Fig. 3. Original FiberPSI pressure sensor with 100 mm x 200 mm circuit board

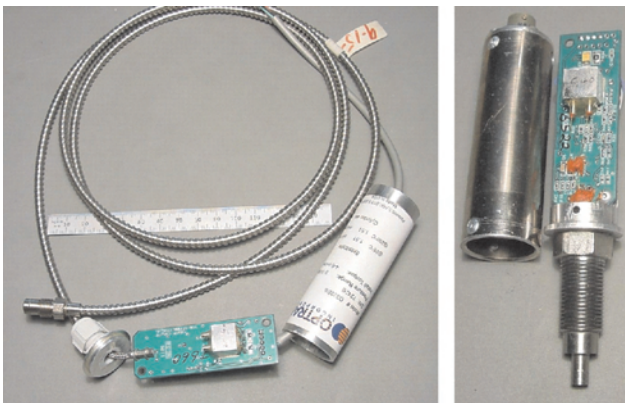


Fig. 4. AutoPSI-A and AutoPSI-I sensors based on a 25 mm x 75 mm circuit board

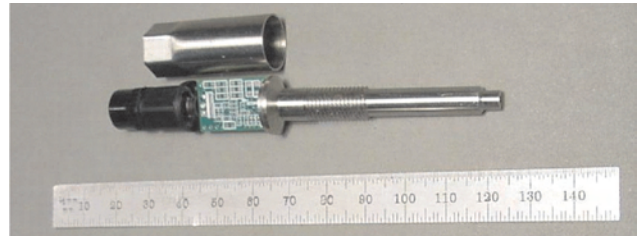


Fig. 5. Latest AutoPSI-OE sensor with 12.7 mm-wide x 20 mm-long circuit board

4. Sensor packages targeting original equipment engines

Benefitting from the miniature diaphragm, as small as 1.7 mm in diameter, several fiber optic-based CPS packages have been developed ranging from the “stand-alone” sensors of various shapes intended for mounting in dedicated bores of the engine head to a number of dual-function “pressure-sensing” engine components such as spark plugs, glow plugs, fuel injectors [15] or cylinder head gaskets [11] with CPS either permanently mounted or removable. Out of these packages three types are currently targeted for mass production, (1) stand alone CPS shown in Figs. 6 and 7, (2) glow-plugs with integrated sensors shown in Fig.8, and (3)

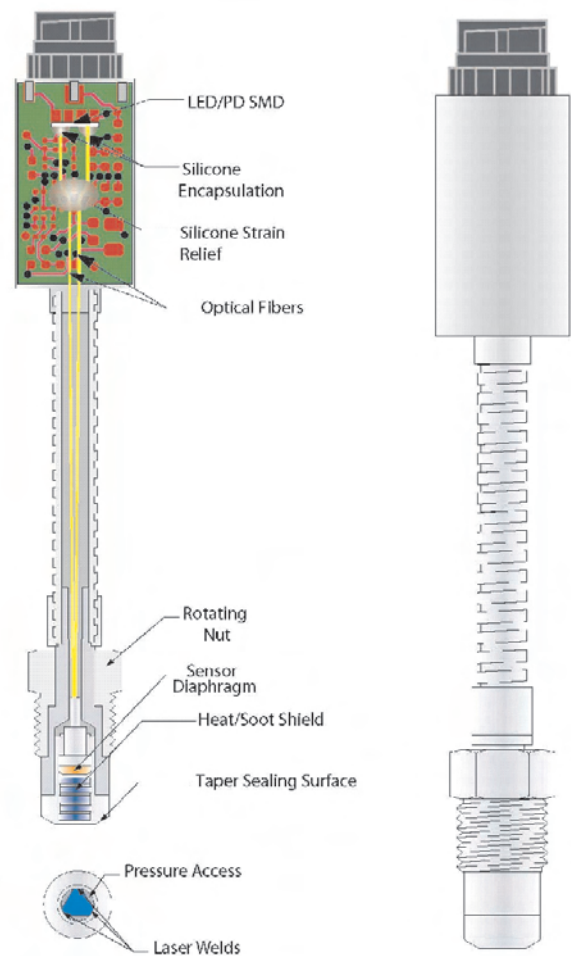


Fig. 6. Stand-alone AutoPSI-AI sensor for installation into dedicated bore in engine head

sensors installed into a Cylinder Head Gasket (CHG) shown in Fig. 9. Two stand-alone versions are offered, the AutoPSI-AI sensor shown in Fig. 6 having the signal conditioner connected to the sensor head by a 1.5m-long ruggedized fiber optic cable and the AutoPSI-OEI sensor shown in Fig. 7 with the signal conditioner integrated with the sensor body. In either case the present circuitry is based on miniature SMT LED, photodiode, and electronic components enabling parts fitting on a board 12.7 mm wide and 20 mm long. A future version of the conditioner will have most of the electronic parts replaced a custom ASIC reducing the circuit board length to 10 mm. While a number of different connectors can be employed, a circular version similar to what is presently used in the commercial pressure sensor glow plug (PSG) is preferred due to installation advantages.

For applications in engines with small amount of combustion deposits such as gasoline, CNG, LPG, or similar the sensors come with heat-deposit shields, shown in Fig. 6 and 7, which primary function is to minimize the thermal shock error by reducing the heat flux the sensor diaphragm is exposed to. The secondary function of the shield is to trap any combustion deposits/soot so any amount accumulated on the diaphragm over time cause minimum and tolerable accuracy errors. For engines with large levels of combustion/soot deposits such as fuelled by diesel or landfill gas the sensors use a dual diaphragm construction shown in Fig. 7, where an external diaphragm deflects the internal diaphragm via a short transfer pin. When such a dual-diaphragm sensor is installed in an engine with the external diaphragm flush with the fire deck any soot ac-

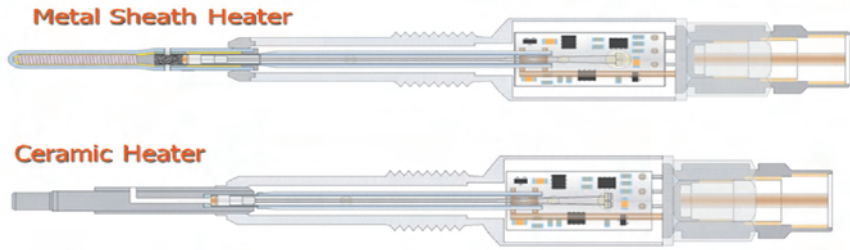


Fig. 8. Glow plug-integrated CPS, PSGP

cumulated on the diaphragm burns out during engine operation at high load. The geometry and dimensions of both the external and internal diaphragms are optimized to minimize thermal shock error without distorting the frequency response of the sensor or causing vibration susceptibility.

For light duty diesel engines that employ glow plugs an alternative to a stand-alone dual-diaphragm sensor is the “self-cleaning” PressureSense Glow Plug (PSGP) based on a 1.8 mm diameter CPS welded into the glow plug heating element, either metal sheath or ceramic [16], as shown in Fig. 8. During glow plug actuation when the heating element tip temperature reaches 1000 °C ÷ 1200 °C the temperature of the pressure orifice drilled in the glow plug heater reaches

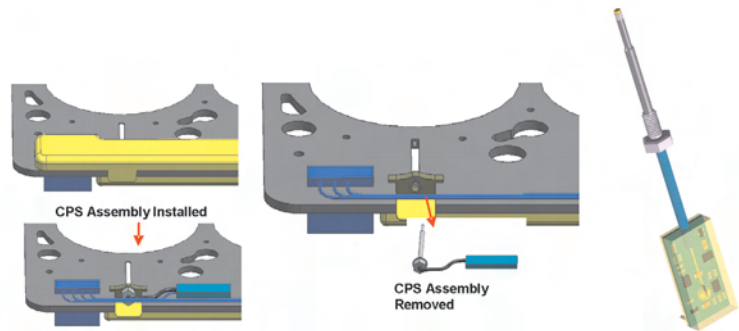


Fig. 9. Cylinder head gasket with installed miniature CPS

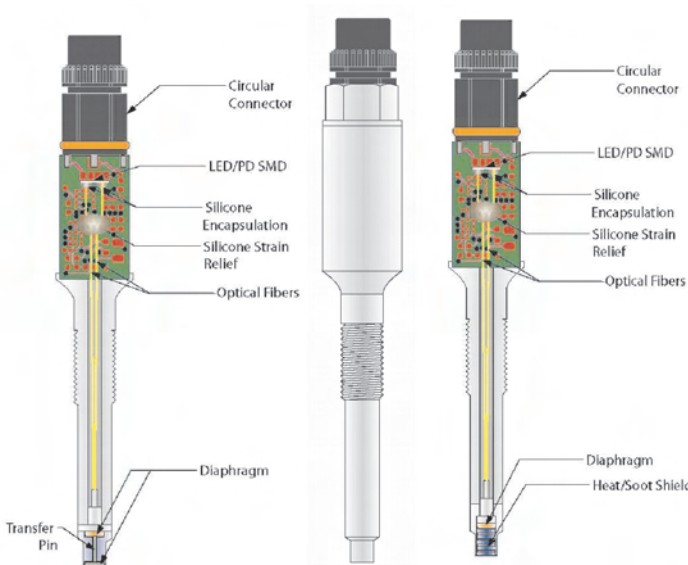


Fig. 7. AutoPSI-OE sensor with single and dual diaphragm

600 °C resulting in burning off any soot deposits accumulated in the wire mesh filter. By backing of the diaphragm by 8 mm ÷ 10 mm from the orifice location the maximum temperature of the sensor tip is less than ~350 °C – sufficiently low for sensor stable operation during the lifetime up to 30 k hours.

For applications in engines with minimum levels of combustion deposits such as gasoline, CNG, or LPG, a CPS solution that offers cost and performance advantages is based on a custom Cylinder Head Gasket with installed in it 1.8mm diameter sensors [11] – as shown in Fig. 9. For robustness and lowest cost the miniature signal conditioners of the sensors are attached to the gasket, protected by a hermetic cover and connected to the ECU by a single multi pin electrical connector.

5. Sensor performance

The performance of a stand-alone sensor with the 1.7 mm diameter diaphragm and a M3 x 0.5 thread

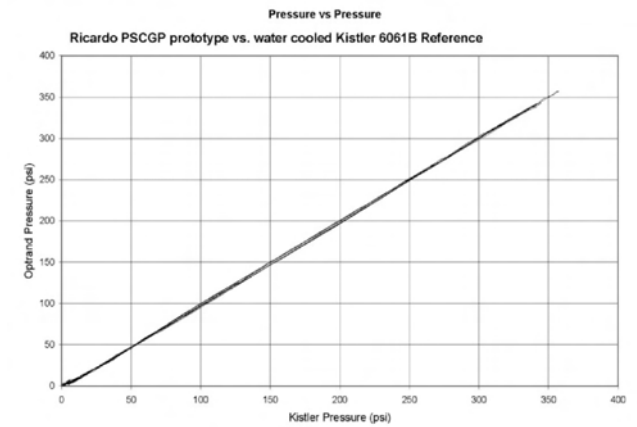
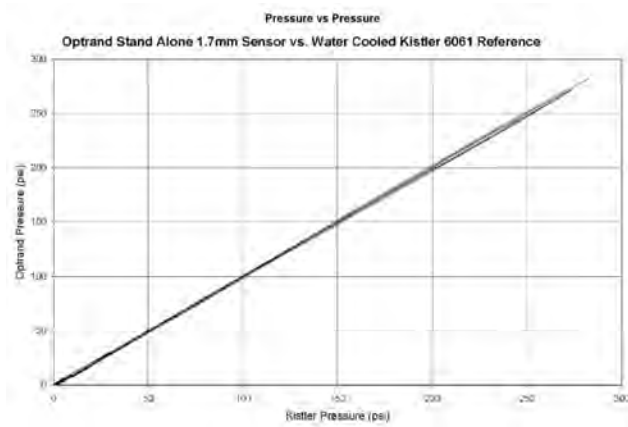
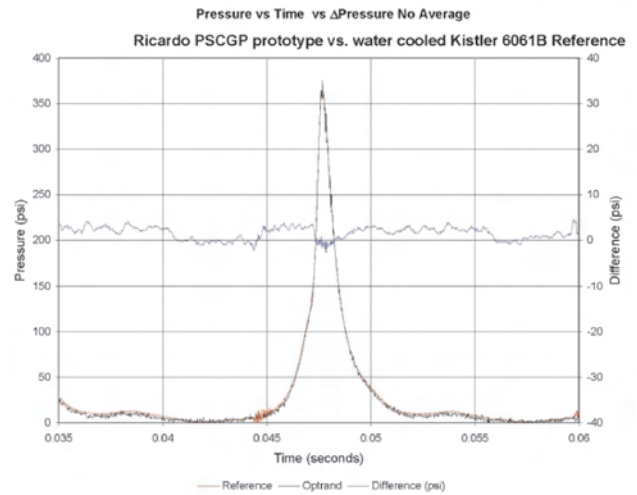
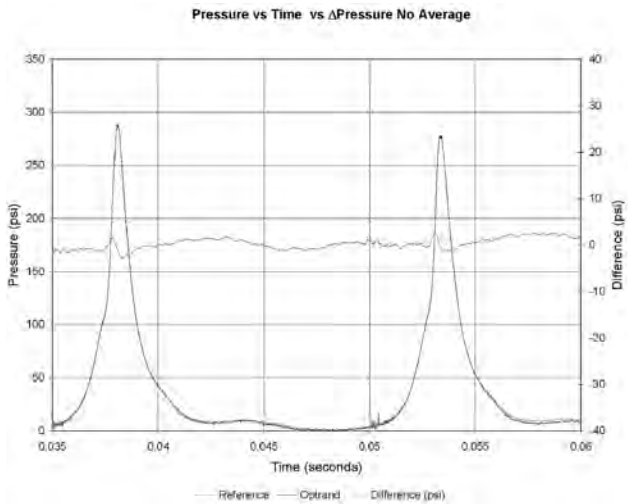


Fig. 10. Performance of M3 x 0.5 thread sensor in gasoline engine

Fig. 11. Performance of glow plug mounted sensor

is shown in Fig.10 obtained in a gasoline gen-set engine against a water-cooled Kistler 6061 reference transducer. Both sensors were installed into dedicated bores drilled into the single cylinder engine head. A heat/soot shield made of Inconel 600 wire mesh was inserted in front of the 1.7 mm diameter diaphragm. The data were collected using a 16 bit ADC at 50k samples per second against time while running the engine at full load and 3600 rpm. The overall sensor performance is within $\pm 1.5\%$ of the reference transducer, as seen in the graphs below, demonstrating in addition good

Signal to Noise ratio and no phase shift. The thermal shock error is less than 0.2 bar.

Figure 11 demonstrates the performance of another sensor based on the 1.7 mm diameter diaphragm welded this time into a glow plug heater. The data were collected on the same single cylinder gasoline engine as used to test the stand-alone sensor describe above. Accuracy within $\pm 1.5\%$ of the reference transducer was recorded while the SNR was slightly lower than in the case of the stand alone

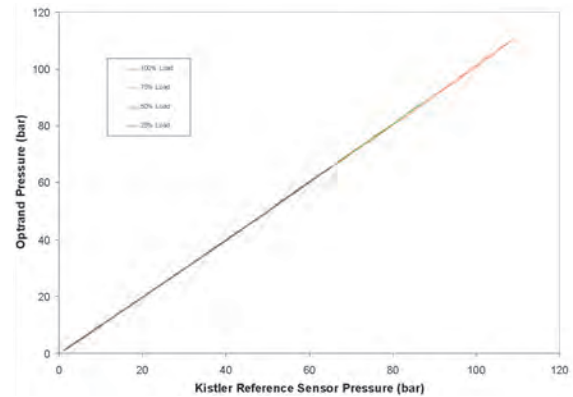
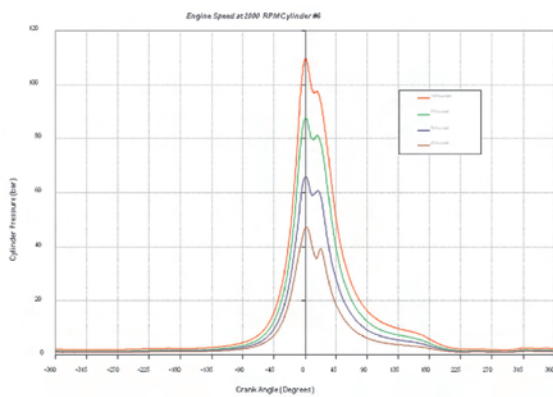


Fig. 12. Performance of gasket mounted sensor at different engine loads

sensor associated with the sensor mounting in the glow plug heater 25 mm long. The thermal shock error was again below 0.2 bar owing to the low heat flux the diaphragm was exposed to due to 0.8 mm diameter of the pressure orifice and passage.

Figure 12 shows performance comparison obtained in a heavy duty 6-cylinder 6.7l diesel engine between a water-cooled Kistler 6071 reference transducer and a 1.8 mm diameter fiber optic sensor installed into a cylinder head gasket [11].

Combustion profiles and Lissajous diagrams at a 2000 rpm engine speed are plotted under multiple load conditions of 25%, 50%, 75% and 100%. The same slope of the sensor response is retained as the engine load and sensor temperature change, demonstrating the sensor's accuracy is independent to sensor temperature changes.

6. Summary and conclusion

The design and performance of a 1.7 mm diameter fiber-optic based cylinder pressure sensor was described packaged either as a stand-alone device or integrated with a glow plug or a cylinder head gasket. The sensor operates on the principle of light intensity changes transmitted by two optical

fibers upon reflection from a metal diaphragm deflecting under the effect of pressure. The miniature opto-electronic and fiber optic components include an encoder-type, surface emitting, LED, small area Si PIN photodiode, and two 125 micron diameter multimode optical fibers. The fibers are hermetically bonded inside a metal ferrule using the metal glass-sealing principle. The ferrule is in turn hermetically welded into stainless steel housing with a hermetically welded Inconel 718 diaphragm. The latest generation of sensor signal conditioner fits on a 12.7 mm x 20 mm circuit board allowing its packaging into miniature device enclosures or "smart" automotive connectors. In comparison to a water cooled piezoelectric quartz transducer the present sensor offers the accuracy of $\pm 1.5\%$ of reading at pressures above 5 bars and less than ± 0.2 bar error at pressures below 5 bars. Such accuracy allows engine controls based on highly accurate values of the Indicated Mean Effective Pressure, Mass Fraction Burned, Maximum Pressure Gradient, and Peak Pressure. Benefiting from sensor's high accuracy at both low and high pressures the device uniquely enables pilot fuel injection closed-loop control as well as in-cylinder prediction of Mass Air Flow and engine NO_x emission levels in each cylinder.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography

- [1] Sellnau M., Matekunas F.A., Battiston P.A.: Chang C.-F., Lancaster D.R., Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors, SAE Paper No. 2000-01-0932, 2000.
- [2] Dorenkamp R., Gruber M.: US light duty clean diesel, Volkswagen/Audi Meeting Technical Challenge, DEER 2008.
- [3] Huelser H., Neunteufl K., Unger E., Breitegger B.: Cylinder-pressure-based engine control for diesel engines, 5th IAV Symposium, Berlin 2005.
- [4] Schiefer D., Maennel R., Nordoni W.: Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control, SAE Paper No. 03P-162.
- [5] Nier T., Kulzer A., Karrelmeyer R.: Analysis of the combustion mode switch between SI and gasoline HCCI, SAE Paper No. 2012-01-1105, 2012.
- [6] Peng Z., Liu B., Tian L., Lu L.: Analysis of homogeneity factor for diesel PCCI combustion control, SAE Paper No. 2011-01-1832, 2011.
- [7] Splitter D., Reitz R., Hanson R.: High efficiency, low emissions RCCI combustion by use of a fuel additive, SAE Int. J. Fuels Lubr. 3(2):742-756, 2010.
- [8] Shimasaki Y., Kobayashi M., Sakamoto H., Eueno M., Hasegawa M., Yamaguchi S., Suzuki T.: Study of engine management system using in-cylinder pressure sensor integrated with spark plug, SAE Paper No. 2004-01-0519, 2004.
- [9] He G., Włodarczyk M.: Evaluation of a spark-plug-integrated fiber-optic combustion pressure sensor, SAE Paper No. 940381, 1994.
- [10] Integrated pressure sensor systems in the cylinder-head gasket. MTZ – Motortechnische Zeitschrift 1/ 2004.
- [11] Toth D., Shaw T., Włodarczyk M., Cummings C.: Cylinder head gasket with integrated combustion pressure sensors for advanced engine controls, SAE Int. J. Engines 4(1):1235-1246, 2011.
- [12] Houben H., Last B., Pechhold F., Pottiez C.: Glow plug with integrated combustion pressure sensor: a key component for controlled diesel combustion, Graz Symposium "The Operating Process of the Combustion Engine", 2007.
- [13] Last B., Ramond A., Goretto S., Burrows J.: Glow plug integrated piezo ceramic combustion sensor for diesel engines with improved sensing element, SAE Paper No. 05P-155.
- [14] Ulrich O., Włodarczyk R., Włodarczyk M.T.: High-accuracy low-cost cylinder pressure sensor for advanced engine controls, SAE Paper No. 2001-01-0991, 2001.
- [15] Włodarczyk M.T.: Embedded fiber-optic combustion pressure sensor for automotive engine controls, FISITA World Automotive Congress, Paris 1998.
- [16] Włodarczyk M.: High accuracy glow plug integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control, SAE Paper No. 2006-01-0184, 2006.

Marek T. Włodarczyk, PhD – President and Chief Executive Officer of Oprand Incorporated in Plymouth, Michigan, USA..

Dr Marek T. Włodarczyk – Prezes i Generalny Dyrektor firmy Oprand Incorporated w Plymouth, Michigan, USA..

e-mail: president@oprand.com



The sources of contamination and reasons for damage of the flow part of the marine turbine engine in operation

The aim of this paper is to show particular sensitivity of the flow part of the marine turbine engine to the presence of contaminants in the intake air. The contaminants form hard-to-remove deposits in the intervane channels that result in a reduced efficiency and performance of the engine. The paper classifies the contaminants according to the source of their formation and their destructive force. The performed analyses and syntheses of the discussed problem have been complemented with the results of own endoscopic research of the flow part of various types of marine turbine engines.

Keywords: marine turbine engine, flow part, damage identification

Źródła zanieczyszczeń i uszkodzeń części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego podczas jego eksploatacji

Celem niniejszego artykułu jest wykazanie szczególnej wrażliwości części przepływowej turbinowego silnika spalinowego zabudowanego w siłowni okrętowej na obecność zanieczyszczeń zawartych w powietrzu dolotowym. Tworzą one w kanałach międzyłopatkowych sprężarek i turbin trudno usuwalne osady, które zmniejszają sprawność i osiągi silnika. W artykule sklasyfikowano występujące zanieczyszczenia według źródła powstawania i według charakteru destrukcyjnego oddziaływania na część przepływową. Przeprowadzone analizy i syntezy rozpatrywanego problemu eksploatacyjnego uzupełniono wynikami własnych badań endoskopowych części przepływowej różnych typów turbinowych silników okrętowych.

Słowa kluczowe: okrętowy turbinowy silnik spalinowy, część przepływowa, identyfikacja uszkodzeń

1. Introduction

There are many requirements related to the application of turbine engines in marine powertrains that ensure long lasting and reliable operation of the machinery. Turbine engines at sea must operate under storm conditions accompanied by permanent vertical, longitudinal and transverse sway as well as longitudinal and transverse oscillations of the hull.

During an intense sea swell, despite the forces exerted on the bearings of the engine rotors a serious danger is the possibility of the ingression of seawater into the flow part of the engine in large amounts [2, 5].

The sea pyrosol sucked in by the engine air intake (dry air containing solid mineral particles and liquid water particles in which mineral salts are dissolved) carries all the contaminants to the flow channels, which leads to a formation of deposits. The sea pyrosol is generated as a result of the wind and the ship acting on the sea surface.

Another problem is the possibility of the presence of exhaust gases in the pyrosol sucked in by the engine. The exhaust gases come from the same engine (dysfunction of the labyrinth seals) or their source could be another marine engine of the main or auxiliary units of the ship. As a consequence, the energy-related indexes of the marine turbine engines and their external and internal characteristics are subject to continuous changes in time. This process is unavoidable whose dynamics and nature of progress are tightly related to the widely understood conditions of operation. The scale of this phenomenon is also influenced by the design of the air intakes, the intake and exhaust ducts, the dedust-

1. Wprowadzenie

Zastosowanie turbinowych silników spalinowych w okrętowych układach napędowych stawia przed użytkownikiem wiele specyficznych wymagań gwarantujących ich długotrwałą i bezawaryjną pracę. Użytkowanie w warunkach morskich wymaga zdolności do kontynuowania pracy układu napędowego podczas żeglugi okrętu w sztormowych warunkach pogodowych, której towarzyszy permanentne kołysanie pionowe, wzdłużne i boczne kadłuba oraz jego oscylacje wzdłużne i poprzeczne.

Podczas intensywnego falowania morza, oprócz oddziaływania znacznych obciążeń mechanicznych na węzły łożyskowe wirników silnika, istotne zagrożenie stanowi możliwość bezpośredniego przedostawania się wody morskiej do części przepływowej silnika – nawet w dość znacznych ilościach [2, 5].

Zasysany przez silnik czynnik roboczy, tzw. pyrozol morski (suche powietrze zawierające stałe cząsteczki pochodzenia mineralnego oraz ciekłe cząsteczki wody, w których rozpuszczone są sole mineralne), niosąc ze sobą w głąb kanałów przepływowych różnorodne substancje w nim zawarte, staje się przyczyną powstawania osadów. Pyrozol morski powstaje w wyniku oddziaływania wiatru i ruchu okrętu na powierzchnię morza.

Innym problemem jest możliwość obecności spalin w pyrozołu zasysanym przez silnik. Pochodzą one z samego silnika (dysfunkcja uszczelnień labiryntowych), albo ich źródłem może być inny okrętowy silnik spalinowy napędu głównego lub pomocniczego okrętu. W konsekwencji

ers and the engine loads. An existing rule when designing a turbine-powered vessel is to place the air intakes closest to the diametrical and midship sections above the sea level (8 meters). Their shape and location should reduce the probability of water splash and exhaust gases getting into the intake channels. Modern fast warships (but not only) with a turbine propulsion are equipped with deduster systems that reduce the amount of water and mineral salts getting into the engine intervane channels. Their design and geometry as well as thermal/flow characteristics depend on the design and the parameters of the vessel. The total pressure losses for a clean deduster should not exceed $500 \div 1800$ Pa at the flow velocities of $2.5 \div 10$ m/s. This corresponds to approximately $1 \div 2\%$ power loss [5, 6]. Marine engines have an admissible increase in the flow resistance (due to contamination) by $800 \div 1000$ Pa, which additionally reduces the engine power output by approximately 1.5% [1, 2, 12].

Improper operation of the engine elements (combustors and bearings in particular) may also result in a presence of oil-based products in its flow part. The most disadvantageous is the very process of engine startup i.e. non-steady operating conditions. Such specific elements of the engine as labyrinth seals, fuel feed lines or the combustor may become a source of additional contamination.

When combusting the fuel in the engine a mix of combustion products and air is formed whose proportions and chemical composition are determined by the parameters of the working medium at the intake to the combustor and the quality of fuel and corrosion inhibitors. The nature of the changes of the chemical composition of the working medium along the flow part has been shown in Fig. 1.

The conditions of operation of marine turbine engines can be divided into two basic groups:

wskazniki energetyczne okrętowych turbinowych silników spalinowych, a tym samym ich charakterystyki zewnętrzne i wewnętrzne, ulegają ciągłym zmianom wraz z upływem czasu eksploatacji. Jest to proces nieunikniony, którego dynamika i charakter przebiegu są ściśle uzależnione od szeroko pojętych warunków eksploatacji. O skali tego zjawiska decydują również względy konstrukcyjne przyjętych rozwiązań wlotów powietrza, kanałów dolotowych i wylotowych, zastosowanych odpylaczy oraz obciążenie silnika. Obowiązującą zasadą przy projektowaniu kadłuba okrętu z napędem turbinowym jest usytuowanie wlotów powietrza możliwie najbliżej płaszczyzn diametralnej i owręza okrętu, na wysokości ponad warstwę przywodną (8 metrów nad poziomem morza). Ich kształt i usytuowanie powinny ograniczyć do minimum prawdopodobieństwo przedostania się do kanałów silnika masy wody rozbryzgiwanych przez kadłub i spalin wylotowych pracujących maszyn okrętowych. Współczesne szybkie okręty wojenne (i nie tylko) z napędem turbinowym wyposażane są w urządzenia oczyszczania powietrza (odpylacze), które zainstalowane na okręcie, pomiędzy atmosferą otaczającą kadłub i przekrojem wlotowym silnika, zmniejszają ilość wody, a tym samym ilość soli mineralnych przedostających się do kanałów międzyłopatkowych silnika. Ich konstrukcja, kształty i wymiary geometryczne oraz charakterystyki cieplno-przepływowe uwarunkowane są przeznaczeniem i możliwościami okrętu. Straty ciśnienia całkowitego dla czystego odpylacza nie powinny przekraczać $500 \div 1800$ Pa, przy prędkościach przepływu rzędu $2,5 \div 10$ m/s. Odpowiada to mniej więcej $1 \div 2\%$ utracie mocy [5, 6]. Podczas użytkowania silnika zabudowanego w siłowni okrętowej dopuszczalne normy przewidują zwiększenie oporów przepływu wskutek zanieczyszczenia wkładów filtrujących odpylaczy o $800 \div 1000$ Pa, co dodatkowo zmniejsza moc silnika o około $1,5\%$ [1, 2, 12].

Nieprawidłowości w pracy wewnętrznych węzłów konstrukcyjnych silnika (szczególnie komory spalania i przestrzeni łożyskowych) mogą również stać się przyczyną obecności w jego części przepływowej cząstek oleju smarowego i innych produktów ropopochodnych. Najbardziej niekorzystny jest tutaj proces samego uruchamiania silnika, tzn. podczas niestabilnych warunków jego pracy. Takie szczególnie niewralgiczne elementy konstrukcji, jak uszczelnienia labiryntowe węzłów łożyskowych, instalacja zasilania silnika paliwem, komora spalania mogą stać się źródłem dodatkowego zanieczyszczenia czynnika roboczego.

Podczas spalania paliwa w silniku tworzy się mieszanina produktów spalania i powietrza, której proporcje i skład chemiczny determinowane są

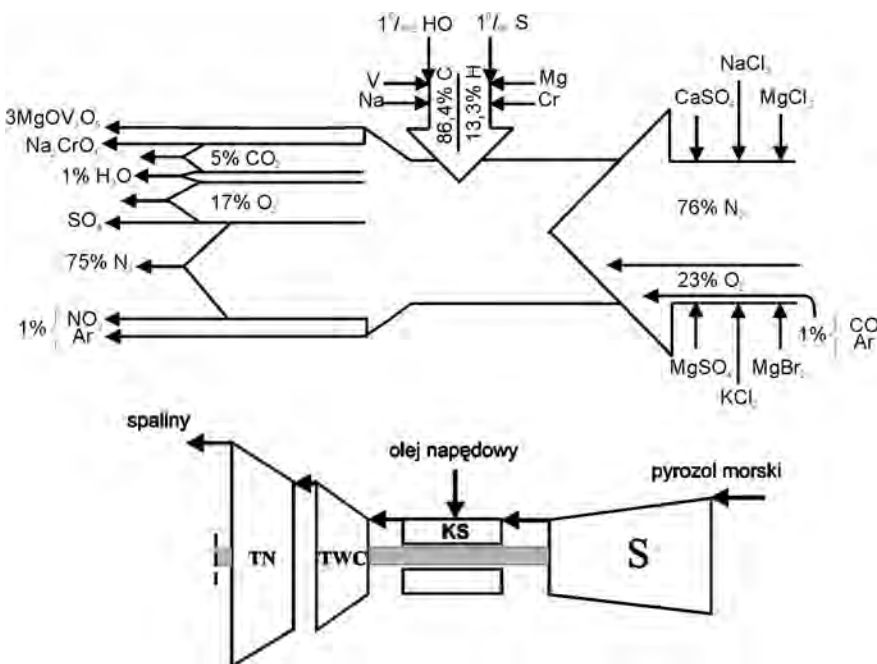


Fig. 1. Changes of the chemical composition of the working medium along the flow part
Rys. 1. Charakter zmian składu chemicznego czynnika roboczego wzdłuż części przepływowej

1. Ambient conditions:

- the location where the ship is operated (port, characteristics of the waters etc.),
 - atmosphere parameters in the aspect of their deviation from the reference atmosphere (ISA).
2. The change in the shape and geometry of the flow channels and the conditions of their surface caused by:
- a reversible process of contamination and an irreversible wear process of corrosion – erosion,
 - deformation of the shape of the external engine casing (change in the radial and axial play in the rotor assemblies),
 - damage resulting from an incidental presence of foreign objects in the flow part (FOD),
 - damage to the subassemblies responsible for the adjustment of the shape and geometry of the flow part (wastegate, reverse mechanism of the separate drive turbine, variable geometry of engine intake, variable geometry of the turbine first stages etc.).

The issue of sensitivity of marine turbine engines to the variability of the widely understood sea conditions of operation is still a very current issue ever since the first applications of this type of powertrain when in 1947 the 'Gatric' engine by British Associated Electrical Industries Ltd. Marked G1 (1840 kW) was used as the peak power engine for the Royal Navy torpedo cutter under the operating number of M.G.B.2009 [3, 4]. It was the sea adaptation of the Metropolitan-Vickers jet engine that was coupled with a free drive turbine. The first sea trials surprised the designers with a very high sensitivity of the engine to the deposits of salts in the intervane channels of the compressor. After approximately 20 hours of operation the power drop was so large that the test had to be stopped. The observed imperfection was remedied only partially by an injection of deionized water into the air at the compressor intake.

2. The deposit formation mechanism

Hard to remove deposits continuously sediment on the surfaces of the flow part of the engine and are a reason for permanent drop in the engine efficiency and a serious deterioration of the engine dynamics. The classification of the contaminants according to the source of their formation and according to the nature of their interaction with the flow part has been shown in Fig. 2.

The mass flow of the working medium running through the flow part of the engine may reach up to 100 kg/s for modern engines, which means that with the mass of air also large amounts of salt get through. For the Baltic Sea, where the salt level is low (7.2 g/kg on average) and in the air above the water surface the concentration of salt in the air is 0.1 mg/kg only during one hour of operation of the engine at the nominal load the flow part receives approximately 0.03 ÷ 0.05 kg of salt [5].

A portion of the salt only flows through the engine but some of it deposits contaminating its flow channels. The mechanism of the formation of the deposits is as follows: seawater droplets, containing dissolved salt get inside the compressor at the same time intensely evaporating. As-

parametrami czynnika roboczego na wlocie do komory spalania, jak również jakością samego paliwa i zastosowanych inhibitorów korozji. Charakter zmian składu chemicznego czynnika roboczego wzdłuż części przepływowej przedstawiono na rys. 1.

Warunki eksploatacji okrętowych turbinowych silników spalinowych podzielić można na dwie zasadnicze grupy:

1. Warunki otoczenia:

- miejsce użytkowania okrętu (baseny portowe, charakterystyka akwenu pływania itp.),
- parametry atmosfery, w kontekście ich odchylenia od tzw. atmosfery wzorcowej (ISA).

2. Zmiana kształtu i wymiarów geometrycznych kanałów przepływowych i stanu ich powierzchni spowodowana:

- odwracalnym procesem zanieczyszczenia i nieodwracalnym korozyjno-erozyjnym procesem zużycia,
- deformacją kształtu kadłubów zewnętrznych silnika (zmiana luzów promieniowych i osiowych w zespołach wirnikowych),
- uszkodzeniami w następstwie przypadkowego przedostania się do części przepływowej tzw. obcych przedmiotów,
- uszkodzeniami konstrukcji podzespołów regulacji kształtu i wymiarów geometrycznych części przepływowej (upust powietrza, elementy mechanizmu nawrotu oddzielnej turbiny napędowej, regulowana kierownica wlotowa silnika, regulowane kierownice pierwszych stopni sprężarki itp.).

Zagadnienie szczególnej wrażliwości okrętowych turbinowych silników spalinowych na zmienność szeroko rozumianych morskich warunków ich użytkowania nic nie straciło na aktualności od czasu pierwszych aplikacji tego typu napędu, kiedy w 1947 roku silnik „Gatric” produkcji British Associated Electrical Industries Ltd., oznaczony symbolem G1 (1840 kW), wykorzystano jako silnik mocy szczytowej do napędu kutra torpedowego Royal Navy o numerze taktycznym M.G.B.2009 [3, 4]. Stanowił on morską adaptację silnika odrzutowego Metropolitan-Vickers, do którego „dostawiono” oddzielną (swobodną) turbinę napędową. Pierwsze próby okrętu w morzu zaskoczyły konstruktorów bardzo dużą wrażliwością silnika na zanieczyszczenia osadami soli kanałów międzyłopatkowych sprężarki. Po około 20 h pracy spadek osiągow okrętu był tak duży, iż przerwano dalsze testy. Zaobserwowaną niedoskonałość udało się wówczas usunąć tylko częściowo przez wtrysk wody destylowanej do powietrza na wlocie do sprężarki.

2. Mechanizm powstawania zanieczyszczeń

Trudno usuwalne osady zanieczyszczeń, gromadzące się w sposób ciągły na powierzchniach części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego są przyczyną permanentnego spadku mocy i sprawności silnika, przy znacznym pogorszeniu jego cech dynamicznych. Klasyfikację zanieczyszczeń według źródła powstawania i według charakteru oddziaływania na część przepływową przedstawiono na rys. 2.

Strumień masy czynnika roboczego przepływającego przez część przepływową może wynosić dla współczesnych

suming that in each consecutive stage of the compressor the temperature of the working medium rises by $15 \div 20$ K it turns out that the greatest sedimentation rate of the mineral salts is already on the first $4 \div 5$ stages, where the temperature of the sucked pyrosol reaches $350 \div 380$ K. In an engine operating at a given, steady load range, the contamination of the flow part in the form of deposits is limited to the initial stages of the compressor. As the endoscopic examinations show, frequent changes in the engine load facilitate the growth of the evenness of the distribution of the deposits on the intervane channels of the compressor part [7].

The mineral salts transported in the intake air deposit on the elements of the flow part and are bonded with the surface through oil vapors from the labyrinth seals and the products of combustion sucked in with the intake air. The soot and oil vapors, carried by the pyrosol, deposit mainly on the guide vanes and the first $2 \div 3$ stages of the compressor. The thickness of the deposit layer in the compressor part may reach values of tenths of millimeter and the greatest concentration occurs on the guide vanes up to the $2/3$ of their height counting from the top – Fig. 3.

The layer of the deposit is composed of the salts of sodium, magnesium, calcium, potassium, carbon compounds and ferric oxides. A part of these components, getting through to the combustor and farther, forms, together with the products of combustion, a layer of a difficult-to-remove deposit on the flow channels of the turbines. The nature and chemical composition of the deposit mainly depends on the physical and chemical properties of the used fuel, the quality of the combustion process, the efficiency of pyrosol filtering at the intake and the frequency of the cleaning procedure of the flow part. Also, the way of cooling of the vanes plays an important role in the mechanism of deposit formation inside the turbines.

The conducted endoscopic examinations have shown a much greater intensity of the contamination of vanes cooled with air fed from the compressor part of the engine. The difference of the particle concentration near the surface of the vane and in the region of the cooling air outlet is a consequence of an uneven field of temperature and the

silników okrętowych nawet do 100 kg/s , co oznacza, że wraz z zasysanym powietrzem przedostają się również znaczne ilości soli wody morskiej. Dla rejonu Morza Bałtyckiego, gdzie zasolenie wody jest niewielkie i wynosi średnio $7,2 \text{ g/kg}$, a w warstwie przywodnej stężenie (zawartość) soli w powietrzu wynosi $0,1 \text{ mg/kg}$, tylko podczas jednej godziny pracy silnika na nominalnym zakresie obciążenia do części przepływowej przedostaje się około $0,03 \div 0,05 \text{ kg}$ soli [5].

Część soli tylko przepływa przez silnik, część natomiast pozostaje, zanieczyszczając jego kanały przepływowe. Mechanizm powstawania zanieczyszczeń jest następujący.

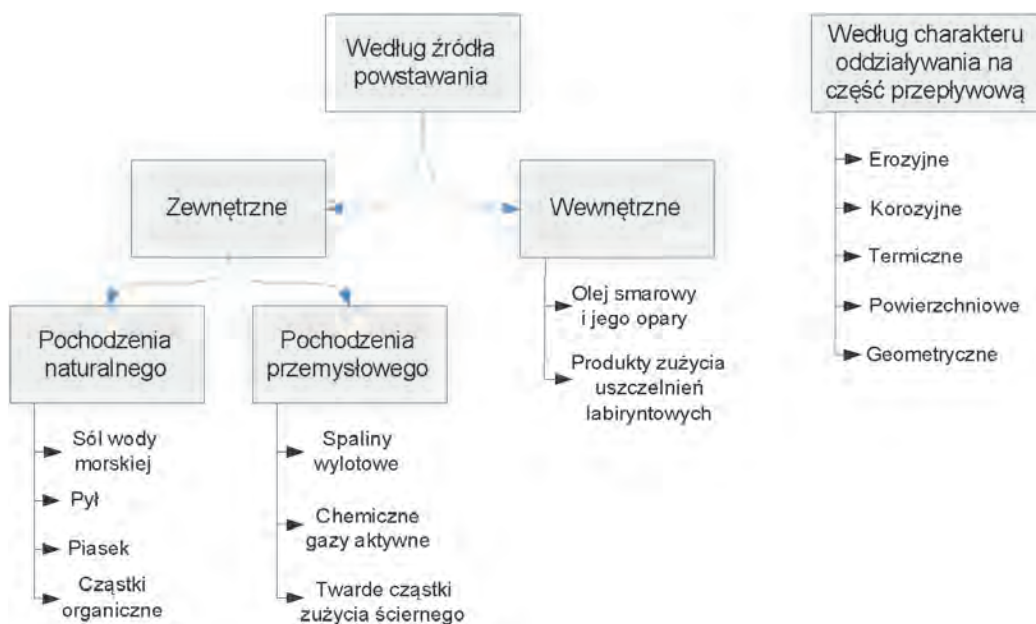


Fig. 2. The classification of the possible sources of contamination in the air feeding the marine turbine engine
Rys. 2. Klasyfikacja możliwych źródeł zanieczyszczeń powietrza zasilającego okrętowy turbinowy silnik spalinowy

Kropelki wody morskiej, zawierające w sobie rozpuszczone cząsteczki soli, przedostają się w głąb sprężarki, intensywnie odparowując. Przy założeniu, że w każdym kolejnym stopniu sprężarki temperatura czynnika roboczego podnosi się o $15 \div 20$ K okazuje się, że największa intensywność osadzania się soli mineralnych występuje już na pierwszych $4 \div 5$ stopniach, gdzie temperatury zasysanego pyrosolu osiągają $350 \div 380$ K. W silniku pracującym w zadanym, ustalonym zakresie obciążenia zanieczyszczenie części przepływowej w postaci osadów soli ogranicza się do początkowych stopni sprężarki. Jak wykazują wyniki badań endoskopowych, częste zmiany obciążenia silnika sprzyjają zwiększeniu równomierności rozkładu osadu zanieczyszczeń wzdłuż kanałów międzyłopatkowych części sprężarkowej [7].

Sole mineralne transportowane w powietrzu dolotowym do silnika osadzają się na elementach części przepływowej i wiązane są z podłożem parami oleju z uszczelnień labiryntowych oraz produktami spalania zasysanymi do silnika wraz z powietrzem. Sadza i opary olejowe, które niesie zasysany przez silnik pyrosol osadzają się głównie na kierownicy wlotowej i pierwszych $2 \div 3$ stopniach sprężarki.

phenomenon of thermo diffusion [5]. Figure 4 presents a recorded image of the layer of deposit on the cooled turbine vanes of the Zorya UGT6000 engine.

3. Corrosive-erosive wear

The substances contained in the sea pyrosol cause changes to the material properties of the structure of the flow part thus reducing the reliability of the whole engine. The basic reason for the decrease in the durability indexes of the elements of the flow part in the region of the turbines is the corrosion resulting from an aggressive activity of sulfur. Sodium and other alkaline elements contained in the sea salt react in the presence of oxygen and water vapor with sulfur contained in the fuel forming sulfates:

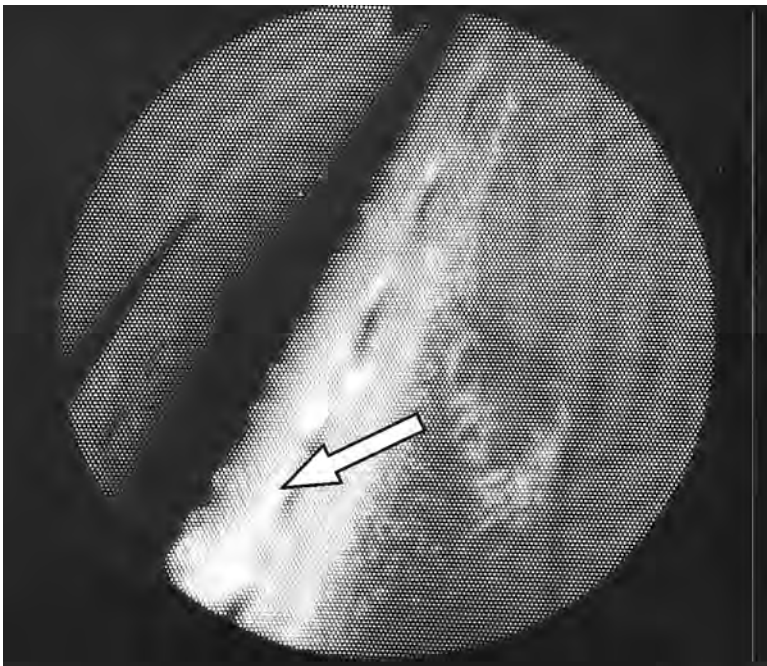


Fig. 4. Deposits in the area of the outlet of cooling air on the cutting edge of the rotor vane –TWC Zorya UGT6000 engine

Rys. 4. Osady zanieczyszczeń w rejonie otworów wylotowych powietrza chłodzącego na krawędzi splywu łopatki wirnikowej TWC silnika Zorya typu UGT6000



Sodium sulfate occurring in the largest amounts together with water vapor forms highly corrosive sulfuric acid in the products of combustion (low temperature corrosion):

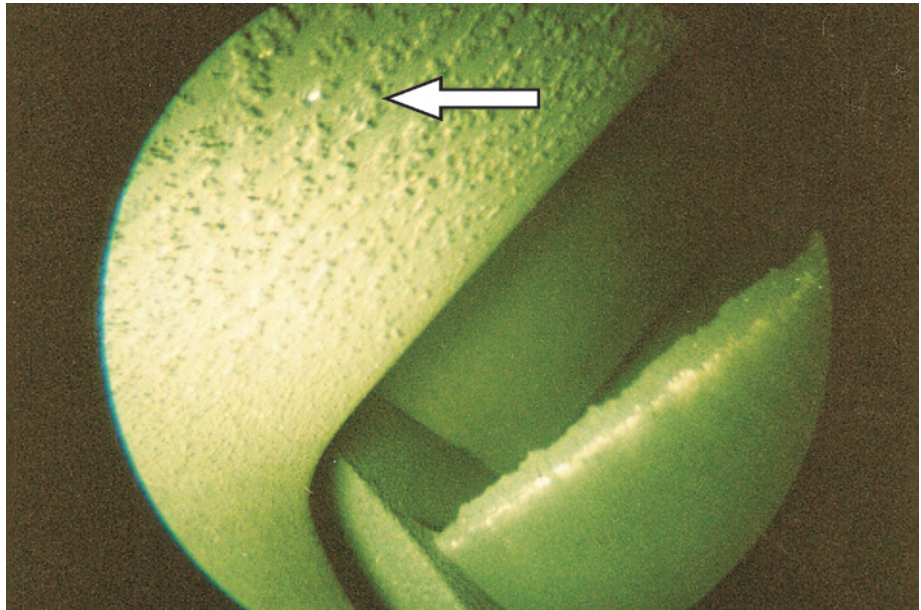


Fig. 3. Deposits on the vanes of the first stage of the low pressure compressor – Zorya UGT3000 engine

Rys. 3. Osady zanieczyszczeń na łopatkach kierowniczych 1 st. sprężarki niskiego ciśnienia silnika Zorya typu UGT3000

Grubość warstwy osadu w części sprężarkowej może osiągać wartości rzędu dziesiątych części milimetra, przy czym największa koncentracja zanieczyszczenia występuje na łopatkach kierowniczych, do 2/3 ich wysokości, licząc od wierzchołka (rys. 3).

3. Zużycie korozyjno-erozyjne

Substancje zawarte w zasysanym pyrosolu morskim wywołują zmiany właściwości materiałowych struktury konstrukcyjnej części przepływowej, obniżając niezawodność całego silnika. Podstawową przyczyną obniżenia wskaźników wytrzymałościowych elementów części przepływowej w rejonie turbin jest korozja wywołana agresywnym oddziaływaniem siarki. Sód i inne pierwiastki pochodzenia alkalicznego zawarte w soli wody morskiej reagują w obecności tlenu i pary wodnej z siarką zawartą w paliwie, tworząc siarczan – wzór (1) i (2).

Występujący w największych ilościach siarczan sodu wraz z parą wodną tworzy w produktach spalania kwas siarkowy o silnych właściwościach korozyjnych (korozja niskotemperaturowa) – wzór (3).

Dodatkowo w czasie wzajemnej reakcji powstających chlorków pierwiastków alkalicznych (wanad, sód i potas zawarte w paliwie) i związków siarki, w zakresie wysokich temperatur rzędu 1050 K, tworzą się pirosiarczany i trójsiarczany o silnym oddziaływaniu korozyjnym na ochronną warstwę tlenków metalu (korozja wysokotemperaturowa) – rys. 5 [11, 12].

Aktywne chemicznie substancje przemieszczające się wzdłuż części przepływowej silnika naruszają powłokę ochronną jej elementów konstrukcyjnych. Uszkodzenie



Moreover, during the mutual reaction of the forming chlorides of the alkaline elements (vanadium, sodium and potassium contained in the fuel) and the sulfur compounds at high temperatures around 1050 K pyrosulfates and tri-sulfates are formed that are highly corrosive to the protective metal oxide layers (high temperature corrosion) – Fig. 5 [11, 12].

The chemically active substances moving along the flow part of the engine disintegrate the protective layer of the engine structure. Damage of the protective alloy layer based on aluminum, nickel or cobalt begins from the formation of local corrosion spots (sulfur oxides and vanadium oxides) gradually finding their way inside the layer. For example for the material of the turbine vanes coated with the aluminum-nickel-cobalt protective layer, the presence of particles of vanadium and sulfur in the fuel results in a formation of complex compounds such as oxides, sulfides and vanadates. They occur as fusible mixtures depositing

powłoki ochronnej, wykonanej ze stopów na osnowie aluminium, niklu lub kobaltu, rozpoczyna się od powstawania lokalnych ognisk korozyjnych (tlenków siarki i tlenków wanadu), systematycznie przenikających w głąb powłoki. Na



Fig. 5. Characteristic high temperature corrosion bubbles on the guide vanes of the high pressure turbine of the Zorya DE59 engine

Rys. 5. Charakterystyczne pęcherze korozji wysokotemperaturowej na łopatkach kierowniczych turbiny wysokiego ciśnienia silnika Zorya typu DE59

przykład dla materiału łopatek turbin z aluminium-niklowo-kobaltową powłoką ochronną obecność w paliwie cząsteczek wanadu i siarki skutkuje w wyniku spalania tworzeniem się złożonych związków chemicznych typu tlenków, siarczków

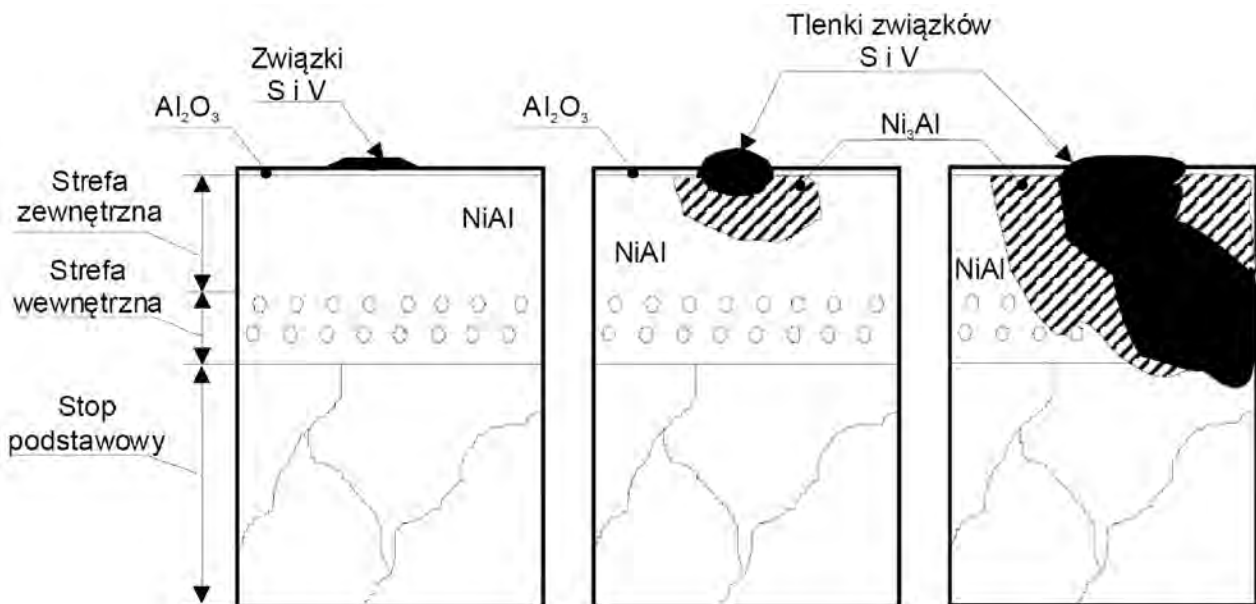


Fig. 6. The mechanism of formation and development of the corrosion of the protective layer of a turbine vane in the Zorya UGT engines

Rys. 6. Mechanizm powstawania i rozwoju korozji powłoki ochronnej łopatek turbin w silnikach Zorya typu UGT

on the surfaces of the blades in the form of a liquid ash (the surface temperature is higher than the melting temperature for these compounds) thus creating good conditions for the disintegration of the protective layer of the aluminum oxide (Al_2O_3) and preventing its regeneration.

As a result of the chemical reactions occurring on the contact of the protective layer and the oxides of the vanadate and sulfur compounds Ni_3Al forms of very weak protective properties. This leads to an accelerated corrosion and further permeation of the oxides inside the layer, which leads to deterioration of the strength of the base material. The mechanism of formation and development of the corrosion of the protective layer of a turbine vane in the Zorya UGT engine has been shown in Fig. 6.

The basic types of erosive wear of the flow part of the marine engine are:

- hydro-erosion – where the decisive factor related to the course of the erosion process is the action upon the surface of the flow channels of particles of high kinetic energy,
- abrasive erosion – is a result of the presence of pyrosol of hard particles of industrial dust in the intake air.

The consequence of the wear of the surface of the flow channels of the engine (manifested as local chippings in the surface layer) is the increase in the roughness of the surface at a simultaneous change of the structure of the material. This is particularly the case for surfaces of the vanes where the cutting edges of the intake stages of the compressors wear most rapidly [10]. It is most frequently a result of the abrasive erosion caused by the presence in the mass flow of hard mineral particles and particles of liquid getting to

i wanadków. Występują one w formie niskotopliwych mieszanin osadzających się na powierzchniach łopatek w postaci płynnego popiołu (temperatura powierzchniowa przewyższa temperaturę topnienia tych związków), stwarzając dogodne warunki do naruszenia powłoki ochronnej tlenku aluminium Al_2O_3 i uniemożliwiając tym samym jej regenerację.

W rezultacie reakcji chemicznych zachodzących na styku powłoki ochronnej i tlenków związków wanadu i siarki tworzy się związek Ni_3Al , o bardzo słabych właściwościach ochronnych. Prowadzi to do przyspieszenia rozwoju korozji, dalszego przenikania tlenków do wnętrza powłoki i w efekcie do osłabienia właściwości wytrzymałościowych materiału podstawowego. Mechanizm powstawania i rozwoju korozji powłoki ochronnej łopatki turbinowej w silnikach Zorya typu UGT przedstawiono na rys. 6.

Podstawowe rodzaje zużycia erozyjnego części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego to:

- hydroerozja, gdzie czynnikiem decydującym o przebiegu procesu jest oddziaływanie na powierzchnie kanałów przepływowych cząstek cieczy o wysokiej energii kinetycznej,
- erozja ścierna, jako skutek obecności w zasysanym przez silnik pyrozolu twardych cząstek pyłów przemysłowych.

Konsekwencją zużycia erozyjnego powierzchni kanałów przepływowych silnika, objawiającego się miejscowymi ubytkami w warstwie wierzchniej, jest zwiększenie chropowatości powierzchni, przy jednoczesnej zmianie struktury (właściwości) materiału konstrukcyjnego w tym miejscu. Dotyczy to w szczególności powierzchni ułotkowania, gdzie najintensywniej zużywają się krawędzie natarcia

łopatek wirnikowych stopni wlotowych sprężarki [10]. Jest ono najczęściej nieuniknionym skutkiem erozji ścierniej spowodowanej obecnością w strumieniu przepływającego czynnika roboczego twardych cząstek pochodzenia mineralnego oraz cząstek cieczy przedostających się do silnika wraz z zasysanym powietrzem. Następuje również znaczny wzrost nierówności kształtu i chropowatości powierzchni w rejonie części wklęsłych łopatek.

Często spotykane w czasie zimowego użytkowania okrętowych turbinowych

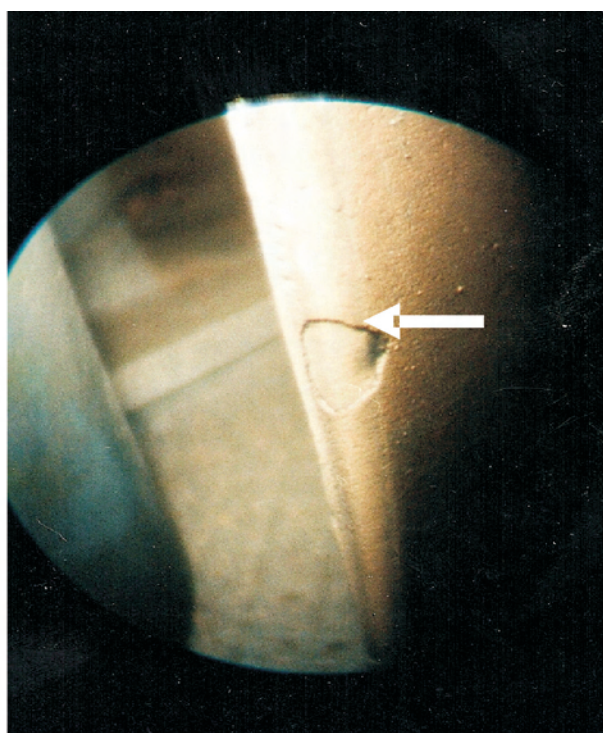
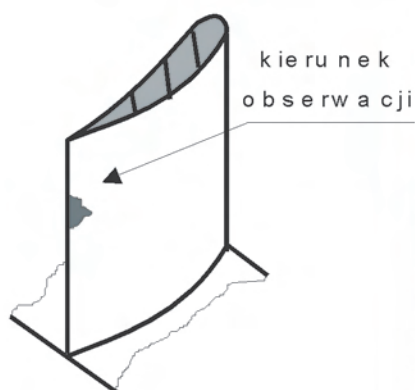


Fig. 7. The cutting edge of the guide vane (TWC Zorya UGT3000 engine) with the visible erosive wear

Rys. 7. Krawędź natarcia łopatki kierowniczej TWC silnika Zorya typu UGT3000 z widocznymi śladami zużycia erozyjnego

the engine with the intake air. A drop in the evenness of the shape of the vanes occurs and increased roughness occurs in their concave parts.

It is quite frequent and hazardous for the engine that during winter operation intense erosive wear occurs of the compressor vanes (intake stages in particular) caused by the presence of ice solids detached from the iced air intakes [7].

The engine turbines are also prone to erosion of the flow channels. This process (abrasive erosion) is related to the formation of hard, charred particles in the products of incomplete combustion. The greatest wear occurs then in the vanes (cutting edges) of the first stage of the high-pressure turbine. Fig. 7 presents the cutting edge of the high-pressure turbine guide vane recorded during the endoscopic examinations.

The intensity of the erosive processes in the flow part is a function of the kinetic energy of the particles, the condition of the surface and the hardness of the construction material as well as the angle of attack of the flowing working medium on the channel. The destructive consequences of the erosive wear are additionally augmented by the corrosion processes. As a consequence, the efficiency of the individual flow machines and the strength properties of the vanes are reduced, which may cause local increase in the tension concentration as well as formation and development of micro cracks until complete destruction (breaking) of the vane.

4. The influence of the deposit layer on the operating parameters of the compressor and turbines

The layers of salt, tar and other contaminants that deposit on the surfaces of the flow part of the compressors and turbines with varied intensity modify the shape and geometry of the vanes, the shape of the flow channels and the structure of the surfaces. It is significant, particularly for the compressors that the increase in the values of the roughness of the vane surface reaches several times (see Fig. 3). In a brand new engine the arithmetic average deviation of the profile from the average line of the profile marked as Ra does not exceed one micrometer [11]. During the operation of the engine between overhauls this parameter value grows up to several tens of micrometers [8]. For the turbines the growth in the Ra value triggered by the formation of a deposit may reach up to several micrometers. The results of the increased roughness of the surface is in each case a growth of the flow resistance and as a result – reduced efficiency of the rotor assembly of the contaminated compressors and turbines.

An example dependence of the changes in the efficiency of the flow machines of a turbine engine as a function of the average arithmetic profile deviation from the average line of that profile on the length of the elementary portion of the rotor and the guide vane surfaces has been shown in Fig. 8.

When analyzing the influence of the contamination of the flow channels on the characteristics of the compressor of a turbine engine we need to distinguish two possibilities that determine these characteristics:

– channel contamination i.e. flow channel upstream or downstream the compressor,

silników spalinowych i bardzo niebezpieczne w skutkach jest intensywne zużycie erozyjne łopatek sprężarki, szczególnie stopni wlotowych, wywołane obecnością kryształków lodu odrywanych z oblodzonych wlotów powietrza [7].

Turbiny silnika są również narażone na zużycie erozyjne powierzchni kanałów przepływowych. Proces ten (erozja ścierna) związany jest z tworzeniem twardych, zwęglonych cząsteczek w produktach niecałkowitego spalania paliwa w komorze spalania. W największym stopniu zużywają się wówczas łopatki pierwszego stopnia turbiny wysokiego ciśnienia, szczególnie na ich krawędziach natarcia. Na rysunku 7 przedstawiono, zarejestrowaną w czasie badań endoskopowych silnika w bieżącej eksploatacji, krawędź natarcia łopatki kierowniczej turbiny wysokiego ciśnienia.

Intensywność procesów erozyjnych w części przepływowej silnika jest funkcją energii kinetycznej cząsteczek, stanu powierzchni i twardości materiału konstrukcyjnego oraz kąta natarcia strumienia przepływającego czynnika roboczego na powierzchnię kanału. Destrukcyjne konsekwencje zużycia erozyjnego dodatkowo pogłębia oddziaływanie procesów korozyjnych. W konsekwencji obniżają się sprawności poszczególnych maszyn przepływowych, a także właściwości wytrzymałościowe materiału łopatek, co może spowodować miejscowy wzrost koncentracji naprężeń, powstawanie i rozwój mikropęknięć, aż do całkowitego zniszczenia (ułamania) łopatki.

4. Wpływ warstwy osadu na parametry pracy sprężarek i turbin

Warstwa soli, nagaru i innych zanieczyszczeń, które podczas użytkowania silnika z różnym natężeniem osadzają się na powierzchniach części przepływowej sprężarek i turbin, zmieniają kształt i wymiary geometryczne łopatek, kształt kanałów przepływowych i chropowatość powierzchni. Bardzo istotne, i to szczególnie w odniesieniu do sprężarek, jest kilkakrotne nawet zwiększenie wartości parametrów charakteryzujących chropowatość powierzchni profilu łopatki (patrz rys. 3). W fabrycznie nowym silniku średnie arytmetyczne odchylenie profilu od linii średniej tego profilu, oznaczane jako Ra, nie przekracza jednego mikrometra [11]. W czasie międzyremontowego okresu eksploatacyjnego parametr ten zwiększa swoją wartość nawet do kilkudziesięciu mikrometrów [8]. Dla turbin wzrost wartości Ra wywołany powstawaniem osadu wynosić może nawet kilkaset mikrometrów. Rezultatem wzrostu wartości parametrów chropowatości powierzchni jest w każdym przypadku wzrost oporów przepływu i w rezultacie – obniżenie sprawności palisad łopatkowych zanieczyszczonych sprężarek i turbin.

Przykładową zależność zmian sprawności maszyn przepływowych silnika turbinowego, jako funkcję średniego arytmetycznego odchylenia profilu od linii średniej tego profilu mierzone na długości odcinka elementarnego le powierzchni łopatek wirnikowych i kierowniczych przedstawiono na rys. 8.

Rozpatrując wpływ zanieczyszczenia kanałów przepływowych na charakterystykę sprężarki turbinowego silnika

– contamination of the intervane channels of the compressor.

In the case of contamination of the channels the conditions of interaction of the compressor with the channels are changed and as a result the line of the compressor interaction with the channels shifts towards the boundary of stable operation of the engine. The change of the conditions of compressor operation when the channels are contaminated (filter elements in the intake channels) has been shown in Fig. 9.

From the course of the interaction line on the characteristics it results that following the contamination of the channels drops the efficiency of the compressor, the mass flow of the working medium and the surge margin defined as follows:

$$\Delta Z_s = (Z_s - 1) 100\% \quad (4)$$

where:

$$Z_s = \frac{(\pi_s / \dot{m})_{gr}}{(\pi_s / \dot{m})_p} \quad (5)$$

where: Z_s – coefficient of the surge margin of a compressor, $(\pi_s / \dot{m})_{gr}$ – ratio of the compression rate of a compressor to the mass flow of the working medium on the boundary of stable operation, $(\pi_s / \dot{m})_p$ – ratio of the compression rate of the compressor to the mass flow of the working medium on the line of steady compressor interaction with the channels.

A reduction of the coefficient of the surge margin of the turbine engine below 5% results in detaching of the boundary layer on the protuberant parts of the rotor vanes and a pulsation of the flowing air mass [2, 5].

When the intervane channels of the compressor get contaminated the conditions of flow of the working medium are changed and the result is an ‘entirely different’ flow machine. The revolutions decrease and the rotor gets heavier. Isodromes (lines $n = \text{const}$) on the characteristics of the compressor are delaminated. In Fig. 10 example deformations of the compressor characteristics of a turbine engine have been presented as resulting from the contamination of the intervane and other channels at different variants of the engine load control algorithm (dotted lines). For example, in the case shown in Fig. 10a the controller of the engine load range operates based on the compressor revolutions and the compressor velocity is kept at a set value while the efficiency, the air mass flow of the working medium, the compression rate and the surge margin of the compressor vary.

The contamination of the intervane channels of turbine has similar consequences. Deformation of the intervane channels results in the changes of the optimum ratio of velocity u/c in the turbine stage, which means a drop in the efficiency and unit work of decompression of the working medium, and, as a consequence, the reduction of the turbine power output. This, depending on the assumed manner of engine control, triggers adequate deformations of the turbine and compressor characteristics [2, 5, 9].

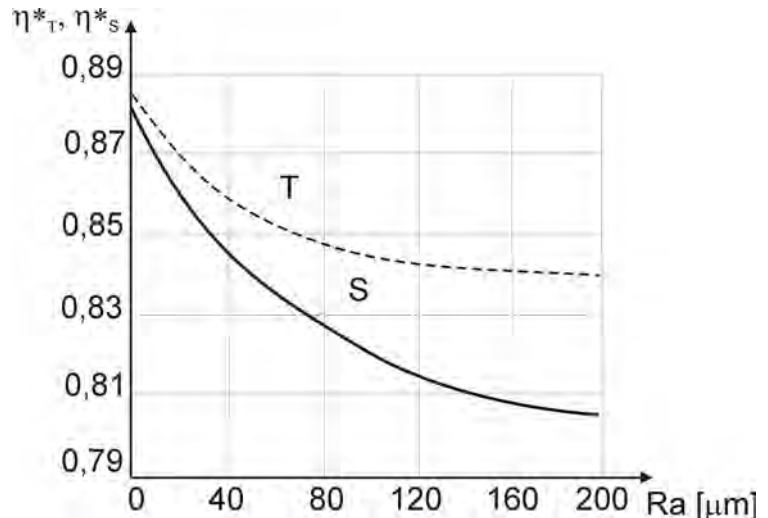


Fig. 8. Dependence of the efficiency of a turbine (T) and a compressor (S) of a turbine engine on the average arithmetic deviation of the profile from the average line of that profile measured on the length of the elementary portion l_e of the vane rotor and the guide vane surface

Rys. 8. Zależność sprawności efektywnej turbiny (T) i sprężarki (S) turbiny silnika spalinowego od średniego arytmetycznego odchylenia profilu od linii średniej tego profilu mierzonego na długości odcinka elementarnego l_e powierzchni łopatek wirnikowych i kierowniczych

spalinowego, należy przede wszystkim rozdzielić dwie możliwości zasadniczo ją kształtujące:

- zanieczyszczenie sieci, tzn. kanału przepływowego przed lub za sprężarką,
- zanieczyszczenie kanałów międzyłopatkowych sprężarki.

W przypadku zanieczyszczenia sieci zmianie ulegają warunki współpracy sprężarki z siecią i w rezultacie linia współpracy przesuwa się w kierunku granicy pracy statecznej silnika. Zmianę warunków pracy sprężarki przy zanieczyszczeniu sieci (np. wkładów filtracyjnych odpylaczy powietrza w kanałach dolotowych) przedstawiono na rys. 9.

Z przebiegu linii współpracy na charakterystyce wynika, że wskutek zanieczyszczenia sieci następuje zmniejszenie sprawności sprężarki, strumienia masy przetłaczanego czynnika roboczego, a także zapasu statecznej pracy sprężarki zdefiniowanego zależnością (4), gdzie $Z_s = \frac{(\pi_s / \dot{m})_{gr}}{(\pi_s / \dot{m})_p}$, a

gdzie: Z_s – współczynnik zapasu statecznej pracy sprężarki, $(\pi_s / \dot{m})_{gr}$ – stosunek sprężu sprężarki do strumienia masy czynnika roboczego na granicy pracy statecznej, $(\pi_s / \dot{m})_p$ – stosunek sprężu sprężarki do strumienia masy czynnika roboczego na linii ustalonej współpracy sprężarki z siecią.

Zmniejszenie współczynnika zapasu statecznej pracy sprężarki silnika turbiny poniżej 5% skutkuje odrywaniem się warstwy przyściennej na wypukłych profilach łopatek wirnikowych i pulsacją przetłaczanego strumienia powietrza [2, 5].

Przy zanieczyszczeniu kanałów międzyłopatkowych sprężarki zmianie ulegają warunki przepływu czynnika roboczego i mamy do czynienia z zupełnie „inną” maszyną przepływową. Następuje spadek prędkości obrotowej – wirnik staje się „cięższy”. Izodromy (linie $n = \text{const}$) na

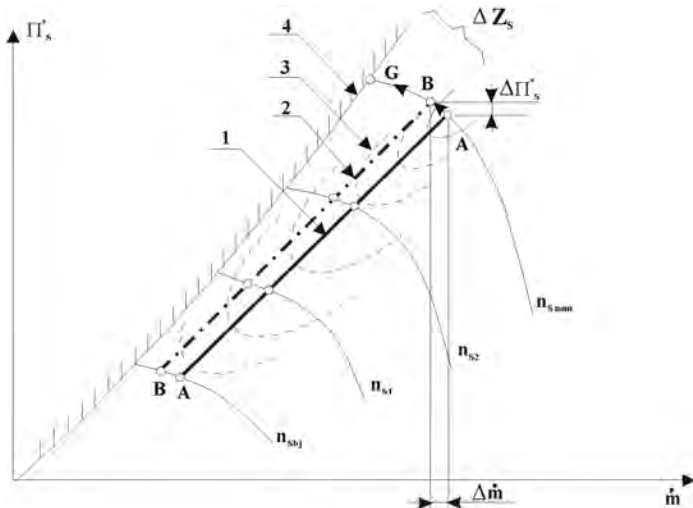


Fig. 9. Change of the operation range on the characteristics of the compressor when the channels are contaminated: 1 – the line of interaction determined through calculations, 2 – the line of stable interaction when the channels are contaminated, 3 – the line of compressor efficiency, 4 – the boundary of stable operation of a compressor, n_s – rotor velocity, π_s^* – compression rate, \dot{m} – air mass flow, A, B – the points of interaction of the compressor and the turbine at nominal power and idle speed power, G – excess of the boundary of stable operation of the compressor

Rys. 9. Zmiana zakresu pracy na charakterystyce sprężarki przy zanieczyszczeniu sieci: 1 – linia współpracy ustalonej w warunkach obliczeniowych, 2 – linia współpracy ustalonej w warunkach zanieczyszczenia sieci, 3 – linia sprawności efektywnej sprężarki, 4 – granica pracy statecznej sprężarki, n_s – prędkość obrotowa, π_s^* – spręż, \dot{m} – strumień masy powietrza, A, B – punkty współpracy sprężarki i turbiny na zakresie mocy nominalnej i biegu jałowego, G – przekroczenie granicy pracy statecznej sprężarki

In multishaft engines the interpretation of the influence of the contamination of the flow part on the characteristics of the individual flow machines is a much more complex issue. A strong gas-dynamic bond of the rotor assemblies of the compressors and turbines operating at different velocity ranges results in their peculiar mutual interaction. This

charakterystyce sprężarki ulegają rozwarstwieniu. Na rysunku 10 przedstawiono poglądowo przykładowe deformacje charakterystyki sprężarki silnika turbinowego spowodowane zanieczyszczeniem jej kanałów międzyłopatkowych i sieci, przy różnych wariantach realizowanego algorytmu sterowania obciążeniem silnika (linie przerywane). Przykładowo, w

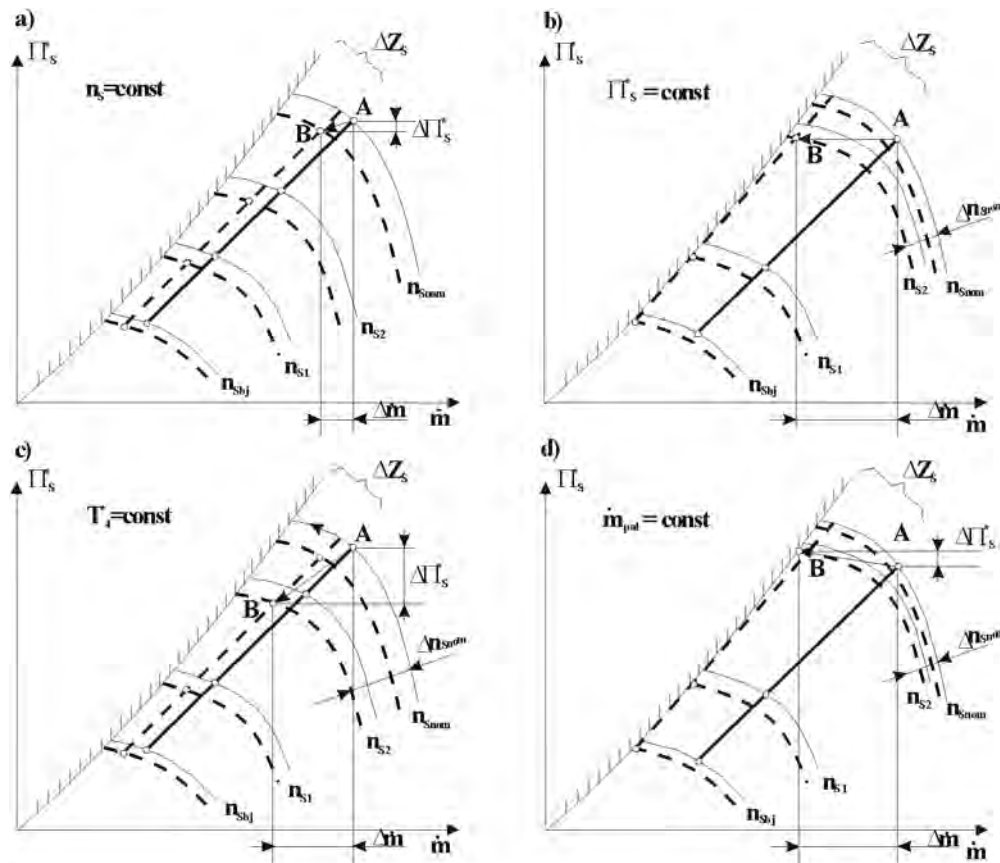


Fig. 10. Changes of the compressor characteristics triggered by the contamination of the intervane and other channels at different variants of the engine load range control algorithms: a) $n_s = \text{const}$, b) $\pi_s^* = \text{const}$, c) $T_4 = \text{const}$, d) $\dot{m}_{\text{pal}} = \text{const}$, n_s – rotor velocity, π_s^* – compression rate, \dot{m} – air mass flow, A, B – the points of interaction of the compressor with the channels

Rys. 10. Zmiany charakterystyki sprężarki wywołane zanieczyszczeniem jej kanałów międzyłopatkowych i sieci, przy różnych wariantach algorytmu sterowania zakresem obciążenia silnika: a) według $n_s = \text{const}$, b) według $\pi_s^* = \text{const}$, c) według $T_4 = \text{const}$, d) według $\dot{m}_{\text{pal}} = \text{const}$, n_s – prędkość obrotowa, π_s^* – spręż, \dot{m} – strumień masy powietrza, A, B – punkty współpracy sprężarki z siecią

przypadku przedstawionym na rys. 10a regulator zakresu obciążenia silnika sprzężony jest z prędkością obrotową sprężarki i jest ona utrzymywana na zadanej wartości, przy różnej sprawności, strumieniu masy czynnika roboczego, sprężu oraz mniejszym zapasie statecznej pracy sprężarki.

Zanieczyszczenie kanałów międzyłopatkowych turbin powoduje podobne skutki. Deformacja kanałów międzyłopatkowych powoduje zmiany optymalnego stosunku prędkości u/c w stopniu turbiny, co oznacza spadek sprawności i jednostkowej pracy rozprężania czynnika roboczego, a w konsekwencji – spadek mocy turbiny. Wywołuje to, w zależności od przyjętego sposobu regulacji silnika, adekwatne deformacje charakterystyk sprężarki i turbiny [2, 5, 9].

W silnikach wielowałowych interpretacja wpływu zanieczyszczenia części przepływowej na

interaction may have a boosting or damping effect and its course is determined with the shape of the lines on the static and dynamic characteristics of the engine resulting from its design, dynamic features and assumed way of engine load control [6, 12].

5. Conclusions

The most probable region of contamination of the flow part of a marine turbine engine are the first stages of the low pressure compressor (the main component of the deposit is salt) and the high pressure turbine where the contamination can be a result of the presence of salt and oil products at the same time.

Corrosive and erosive wear of the flow part of the engine causes, similarly to its contamination, a deformation of the shape and geometry of the intervane channels as well as increases the roughness of their surface. This leads to a reduction of the efficiency of the individual flow machines, deterioration of their dynamic, kinematic and thermodynamic characteristics, which is reflected in a reduction of the values of the basic engine parameters.

Additionally the strength properties of the construction material of the vanes are significantly reduced, which may cause local increase in the tension concentration as well as formation and development of micro cracks until complete destruction (breaking) of the vane.

charakterystyki poszczególnych maszyn przepływowych jest zagadnieniem znacznie bardziej skomplikowanym. Silna więz gazodynamiczna zespołów wirnikowych sprężarek i turbin, pracujących w różnych zakresach prędkości obrotowej, skutkuje szczególnym sposobem ich wzajemnego oddziaływania. Oddziaływanie to może mieć charakter wspomagający lub dławiący, a jego przebieg zdeterminowany jest kształtem linii na charakterystykach statycznych i dynamicznych silnika, wynikających z jego formy konstrukcyjnej, cech dynamicznych oraz przyjętego sposobu sterowania zakresem obciążenia [6, 12].

5. Podsumowanie

Najbardziej prawdopodobnym rejonem zanieczyszczenia części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego są pierwsze stopnie sprężarki niskiego ciśnienia, dla których głównym składnikiem osadu jest sól oraz turbina wysokiego ciśnienia, gdzie zanieczyszczenia mogą być spowodowane jednoczesną obecnością soli i produktów ropopochodnych.

Zużycie korozyjne i erozyjne części przepływowej silnika powoduje, podobnie jak w sytuacji jej zanieczyszczenia, deformację kształtu oraz zmianę wymiarów geometrycznych kanałów międzyłopatkowych, a także wzrost chropowatości powierzchni. Prowadzi to do obniżenia sprawności poszczególnych maszyn przepływowych, pogorszenia ich charakterystyk dynamicznych, kinematycznych i termodynamicznych, co ma swoje odzwierciedlenie w zmniejszaniu się wartości parametrów podstawowych silnika.

Dodatkowo zdecydowanie obniżają się właściwości wytrzymałościowe materiału konstrukcyjnego łopatek, co może spowodować zwiększenie miejscowych koncentracji naprężeń, powstawanie i rozwój mikropęknięć, aż do całkowitego zniszczenia (ułamania) łopatki.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamuttur H.I.H.: Gas turbine theory. Fourth edition. Longman Scientific & Technical, New York 1996.
- [2] Hardin J.R. et al.: A gas turbine condition – monitoring system. Naval Engineers Journal, November, USA 1995.
- [3] Hemingway B.E.: Surge and its implications in gas turbines. The Oil Engine and Gas Turbine, October, England 1961.
- [4] Hemingway B.E.: A new British naval gas turbine. The Oil Engine and Gas Turbine, October, England 1959.
- [5] Korczewski Z.: Metoda diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego w eksploatacji. AMW, Gdynia 1992.
- [6] Korczewski Z.: Identyfikacja procesów gazodynamicznych w układzie sprężarkowym okrętowego turbinowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki. AMW, Gdynia 1999.
- [7] Korczewski Z.: Endoskopia silników okrętowych. AMW, Gdynia 2008.
- [8] Marinai L., Probert D., Singh R.: Prospects for aero gas-turbine diagnostics: a review. Applied Energy. Elsevier. Volume 79, Issue 1, September 2004, p. 109-126.
- [9] Mathioudakis K., Aretakis N., Yfantis E.: A possibility for on-board training for marine gas turbine performance monitoring and diagnostics. Conference Proceedings MECON 2006, 29 August – 1 September 2006, Hamburg.
- [10] Tsalavoutas A., Mathioudakis K., Stamatias A., Smith M.K.: Identifying faults in the variable geometry system of a gas turbine compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, No. 1, January 2001, p. 33-39.
- [11] Dokumentacja techniczna i eksploatacyjna okrętowych turbinowych silników spalinowych Zorya typu UGT oraz General Electric typu LM2500.
- [12] Sprawozdania z badań diagnostycznych tłokowych i turbinowych silników spalinowych eksploatowanych na okrętach MW RP. Prace naukowo-badawcze zlecane przez Logistykę MW RP oraz Departament Zaopatrywania Sił Zbrojnych RP. AMW Gdynia 1992-2008.

Zbigniew Korczewski, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology at Gdansk University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Zbigniew Korczewski – profesor na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: z.korczewski@gmail.com



The potential of current european light duty CNG-fuelled vehicles to meet Euro 6 requirements

Natural gas is one of the most promising alternative fuels to meet the new stringent Euro 6 emissions regulations in the European Union, as well as the planned CO₂ emissions reductions. For spark-ignition (SI) engines, bi-fuel fuelling equipment is widely available and engine conversion technology for European automobiles is well established, thereby facilitating usage of CNG in this engine type.

This study investigates the implications of natural gas fuelling of a passenger car featuring a spark-ignition engine regarding the possibility of meeting Euro 6 emissions limits for gaseous pollutants. This paper presents an analysis of CO, THC, NMHC, NO_x and CO₂ emissions during testing of a vehicle on a chassis dynamometer, fuelled with CNG, in the context of the new Euro 6 emissions requirements. The analyses were performed on a Euro 5 bi-fuel vehicles with an SI engine equipped with an MPI feeding system operating in closed-loop control, a typical three-way-catalyst, and a heated oxygen sensor. The vehicles had been adapted by their manufacturer for fuelling with CNG by using additional special equipment mounted onto the existing petrol fuelling system. The vehicles tested featured a multipoint gas injection system latest generation.

The tests subject to the analyses presented here were performed in the Engine Research Department of BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala, Poland, within a research programme investigating the influence of alternative fuels on exhaust emissions from automotive vehicles with spark-ignition and compression-ignition engines.

Key words: light duty vehicle, alternative fuels, CNG, SI engine, exhaust emissions, Euro 6

Możliwości spełnienia norm emisji Euro 6 przez obecnie produkowane europejskie lekkie pojazdy samochodowe zasilane gazem ziemnym

Gaz ziemny jest jednym z najbardziej obiecujących paliw alternatywnych w aspekcie spełnienia wymagań nowych, obniżonych limitów emisji związków szkodliwych spalin w planowanych przepisach Euro 6 w Unii Europejskiej i jednocześnie umożliwiającym planowaną redukcję emisji CO₂ przez pojazdy samochodowe. Dla silników z zapłonem iskrowym rozwiązania konstrukcyjne do zasilania silnika dwoma rodzajami paliwa: benzyną i gazem ziemnym są dobrze znane. Producenci układów zasilania silnika gazem dysponują obecnie rozwiązaniami gotowymi do zastosowania w nowoczesnych silnikach samochodowych.

Tematem niniejszego artykułu jest analiza emisji CO, THC, NMHC, NO_x i CO₂ podczas testów pojazdu zasilanego gazem ziemnym CNG na hamowni podwoziowej w aspekcie spełnienia nowych standardów emisji spalin Euro 6. Próby przeprowadzono z wykorzystaniem pojazdów spełniających limity normy Euro 5, wyposażonych w silniki o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem paliwa sterowanym ze sprzężeniem zwrotnym na podstawie sygnału z sondy lambda, typowym tryfunkcyjnym reaktorem katalitycznym i podgrzewanym czujnikiem zawartości tlenu w spalinach. Samochody używane w badaniach były dostosowane przez producenta do zasilania gazem ziemnym CNG przez użycie dodatkowego osprzętu, oprócz istniejącego systemu zasilania benzyną. Badane samochody wyposażone były w system wielopunktowego wtrysku gazu ziemnego najnowszej generacji.

Badania i analizy przeprowadzono w Zakładzie Badań Silników Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL w Bielsku-Białej, w ramach programu badań mających na celu określenie wpływu zastosowania paliw alternatywnych na możliwość obniżenia poziomu emisji związków szkodliwych spalin z pojazdów samochodowych z silnikami o zapłonie iskrowym (ZI) i samoczynnym (ZS).

Słowa kluczowe: lekkie pojazdy samochodowe, paliwa alternatywne, gaz ziemny, CNG, silnik samochodowy, emisja spalin, Euro 6

1. Introduction

Air pollution and the necessity of reducing greenhouse gas emissions are becoming the main global problems with population growth and the resulting increase in demand for transportation. The use of alternative fuels (biodiesel, gasoline-alcohol blends, CNG, LPG) in vehicular powertrains has grown in recent years in European Union countries, the United States, Japan, India, Brazil and many other countries,

1. Wstęp

W związku z wzrastającą liczbą ludności i stale zwiększającym się zapotrzebowaniem na środki transportu, zanieczyszczenie powietrza szkodliwymi składnikami spalin silnikowych i konieczność obniżenia emisji gazów cieplarnianych stają się coraz większym problemem w skali światowej. Zwiększenie ilości wykorzystywanych paliw alternatywnych (biodiesel, mieszanki etanolu z benzyną, CNG

due to finite fossil fuel resources and the necessity of a reduction in anthropogenic CO₂ emissions. The main drivers that have an influence on future personal transportation are [3, 5, 12, 14, 21]:

- climate change as the biggest environmental challenge – strong action dedicated for the contribution of the transport sector to the reduction of greenhouse gas emissions – global CO₂ legislation targets for new passenger cars,
- emissions regulatory development at European, US and Asian level – regulation as an incentive for innovation (examples: Euro 5+ and Euro 6, US Tier 2 & 3, CARB LEV II & III, Japanese Long Term Regulations, new hydrogen vehicles regulations, etc.),
- automotive growth opportunities in aspects of global energy consumption,
- powertrain development from a fuel perspective – alternative fuel resources and blending strategies.

New European requirements regarding vehicle emissions for passenger cars (PC) and light commercial vehicles (LCV) were introduced in 2009 for type approval (TA) and 2011 for all new types (ANT), specified as Euro 5, with further requirements (Euro 6) planned for 2014/2015 (Fig. 1). For PC and LCV, the key elements for Euro 5 and Euro 6 are as follows [5, 14]:

1. Reduction in tailpipe emission limits in NEDC cycle (the same as with the Euro 3 & Euro 4 standards):
 - a) 20% NO_x emission reduction (diesel NO_x limit is closer to gasoline NO_x),
 - b) 80% PM emission reduction (mass + particle number by the widespread introduction of DPFs),
 - c) application of particulate mass measurement for gasoline DI engines and nanoparticle number measurement for diesel engines in Euro 5 and gasoline DI engines in Euro 6,
 - d) application of measurement of NMHC in addition to THC emissions for gasoline engines,
 - e) the same limits for gaseous pollutants from gasoline engines in Euro 5 and Euro 6.
2. Vehicle durability increases from 80,000 to 160,000 km for Euro 5 and further to 200,000 km for Euro 6.
3. Consideration of the effect on CO₂ emissions – the achievement of the 2008 commitment and introduction of fleet average limit for CO₂ emissions.
4. Introduction of cleaner fuels for improved emission control technology.

In the last few years several institutions and organizations have presented predictions for world energy demand. According to these publications, world energy demand will increase from 2005 to 2030 by 50 ÷ 60 per cent. Fossil fuels will remain the main energy sources for transportation; however, sufficiency of oil supply might become a problematic issue [2, 3, 22].

Currently, natural gas (NG) is the best alternative for oil as an energy source. CNG is economically sustainable compared to fossil oil and it is available with a more favourable geopolitical distribution. Due to its high knock resistance (RON 130) NG is a very good fuel for turbocharged SI engines.

i LPG) w jednostkach napędowych pojazdów występuje w krajach Unii Europejskiej, Stanach Zjednoczonych, Japonii, Indiach, Brazylii i wielu innych państwach w związku z wyczerpywaniem się zapasów paliw kopalnych i potrzebą obniżenia antropogenicznej emisji CO₂. Głównymi czynnikami, które wpływają na indywidualny transport przyszłości są [3, 5, 12, 14, 21]:

- zmiany klimatyczne jako największe wyzwanie środowiskowe; zdecydowane działanie dotyczące udziału sektora transportowego w procesie zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych; ogólnoświatowe ustawodawstwo dotyczące redukcji poziomu emisji CO₂ przez samochody osobowe i ciężarowe,
- rozwój przepisów prawnych dotyczących emisji związków szkodliwych spalin na poziomie europejskim, amerykańskim i azjatyckim; limity emisji bodźcem dla innowacyjności (np.: Euro 5+ i 6, US Tier 2 i 3, LEV 2 i 3, Japan 2009 Long Term Regulation, nowe wytyczne dla pojazdów wodorowych itd.),
- szansa rozwoju motoryzacji w aspekcie globalnej konsumpcji energii,
- rozwój silników pod kątem zastosowania nowych typów paliw; strategia alternatywnych źródeł paliw i ich mieszanin z paliwami konwencjonalnymi.

Nowe europejskie wymagania dotyczące emisji związków szkodliwych spalin dla samochodów osobowych i lekkich pojazdów użytkowych określone jako Euro 5 zostały wprowadzone w 2009 r. dla nowo homologowanych pojazdów i od 2011 r. dla wszystkich nowych pojazdów, a kolejne zmiany wymagań (określone jako Euro 6) planowane są do wprowadzenia w latach 2014-2015 (rys. 1). Dla samochodów osobowych i lekkich pojazdów dostawczych kluczowe elementy norm Euro 5 i Euro 6 są następujące:

1. Zmniejszenie limitów emisji z układu wylotowego pojazdu podczas cyklu jezdny NEDC (takie same jak w normie Euro 3/4):
 - a) zmniejszenie o 20% emisji NO_x (limity dotyczące silników ZS są zbliżone do limitów emisji NO_x silników ZI),
 - b) zmniejszenie o 80% emisji PM (masowej + liczby cząstek stałych), szerokie wprowadzenie filtrów cząstek stałych (DPF),
 - c) wprowadzenie obowiązku pomiaru masy cząstek dla silników benzynowych z bezpośrednim wtryskiem paliwa i liczby nanocząstek stałych w spalinach dla silników ZS w Euro 5 i silników ZI z bezpośrednim wtryskiem benzyny od Euro 6,
 - d) dodanie obowiązku pomiaru NMHC do pomiarów emisji THC,
 - e) limity gazowych związków szkodliwych są takie same w Euro 6 jak w Euro 5.
2. Wzrost trwałości pojazdu w zakresie spełniania norm emisji z 80 000 do 160 000 km dla normy Euro 5 i dalej do 200 000 km dla normy Euro 6.
3. Rozważenie wpływu na globalną emisję CO₂ – osiągnięcie zobowiązania redukcji tej emisji z 2008 r. i wprowadzenie średniego limitu emisji CO₂ dla floty pojazdów.

The European Commission has accepted the target of 20 per cent replacement of conventional fuels by alternative fuels (biofuels, CNG, hydrogen), of which up to 10 per cent CNG, in the road transportation sector by 2020 (Fig. 2) [11, 12, 13].

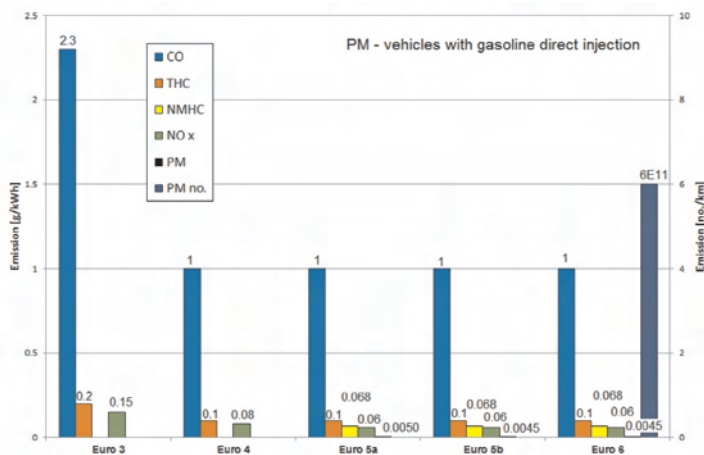


Fig. 1. Progress in European emission regulations for passenger cars fitted with spark ignition engines

Rys. 1. Postęp w europejskich przepisach dotyczących emisji związków szkodliwych spalin dla samochodów osobowych z silnikami o zapłonie iskrowym

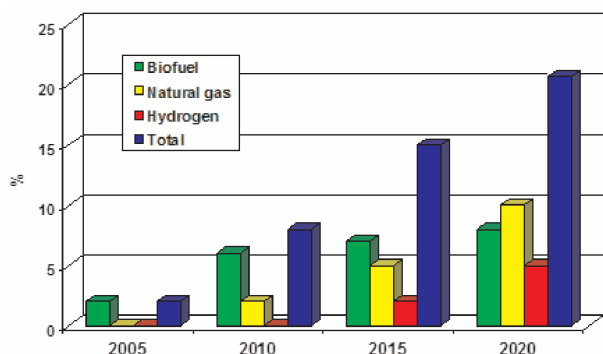


Fig. 2. European Union suggested scenario for alternative fuel use by 2020 according to Directives 2003/30/EC and 2003/96/EC

Rys. 2. Sugerowany przez Unię Europejską scenariusz wykorzystania paliw alternatywnych do roku 2020 według Dyrektywy 2003/30/EC i 2003/96/EC

Natural gas is widely used in the refining industry of liquid transportation fuels. It is seen as the bridge to a future hydrogen-based society. The locations of the main global natural gas reserves are shown in Fig. 3.

Natural gas vehicle numbers are growing and reached a figure of about 6.5 million in 2007. The average growth since 2000 has been 30 per cent. The largest markets for CNG vehicles are Argentina, Pakistan and Brazil. The majority of this fleet consists of simple after-market conversions, which would not meet European and North American emissions standards. In 2007 there were around 800,000 CNG vehicles in Europe (around 400,000 in Italy, 55,000 in Germany, 13,000 Sweden and about 10,000 in France);

4. Wprowadzenie czystszych paliw celem poprawienia skuteczności działania układów katalitycznego obniżania emisji.

W ostatnich latach kilka instytucji i organizacji międzynarodowych przedstawiło w publikacjach przewidywane światowe zapotrzebowanie na energię. Zgodnie z tymi publikacjami światowe zapotrzebowanie na energię wzrośnie w latach 2005-2030 o około 50 ÷ 60%. Paliwa kopalne pozostaną głównym źródłem energii dla transportu; jednakże dostateczne ilości zasobów ropy naftowej mogą stać się problemem w tym czasie [2, 3, 14].

Obecnie gaz ziemny jest najlepszą alternatywą dla ropy naftowej jako źródła energii. CNG jest ekonomicznie lepiej ocenianym paliwem niż ropa naftowa i jest dostępny w bardziej korzystnym podziale geopolitycznym. Dzięki wysokiej odporności na spalanie stukowe (RON 130) gaz ziemny jest bardzo dobrym paliwem dla turbodoładowanych silników ZI. Komisja Europejska w 2003 r. zaakceptowała jako cel dla transportu zastąpienie konwencjonalnych paliw w 20% przez paliwa alternatywne (biopaliwa, CNG, wodór), z czego udział CNG ma wynosić 10%, w sektorze transport drogowego do 2020 r. (rys. 2) [11, 12, 13]. Gaz ziemny jest szeroko stosowany w przemyśle rafineryjnym ciekłych paliw transportowych.

Postrzegany jest jako pomost do transportu dla przyszłych społeczeństw, oparty w przyszłości na używaniu wodoru jako paliwa. Główne światowe zasoby gazu ziemnego przedstawiono na rys. 3.

Liczba pojazdów zasilanych gazem ziemnym stale wzrasta i osiągnęła wartość około 6,5 miliona w 2007 r. Średni wzrost w porównaniu z rokiem 2000 to 30%. Największymi rynkami pojazdów zasilanych CNG są obecnie Argentyna, Pakistan i Brazylia. Znaczną część tej floty stanowią pojazdy wykorzystujące proste, niefabryczne instalacje zasilania CNG, które nie spełniają europejskich i amerykańskich standardów emisji. W roku 2007 w Europie było zarejestrowanych około 800 000 pojazdów zasilanych CNG (około 400 000 we Włoszech, 55 000 w Niemczech, 13 000 w Szwecji i około 10 000 we Francji) i w przybliżeniu 145 000 samochodów w Stanach Zjednoczonych i około 30 000 w Japonii [7].

Gaz ziemny wydobywany jest głównie z szybów gazowych, a także uzyskiwany jako produkt pochodny podczas procesu przetwarzania ropy naftowej. Typowy gaz ziemny zawiera 80 ÷ 99% metanu i innych wyższych węglowodorów, a także zanieczyszczenia, takie jak: hel, azot, siarkowodor, dwutlenek węgla

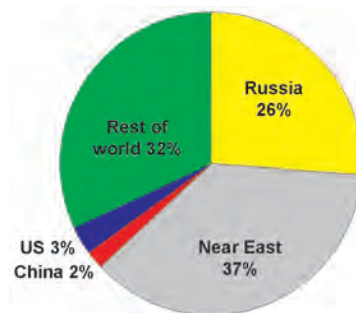


Fig. 3. The locations of the main global natural gas reserves

Rys. 3. Lokalizacja światowych zasobów gazu ziemnego

and approximately a further 145,000 in the US and around 30,000 in Japan [7].

Natural gas is mainly obtained from gas wells or is driven off as a by-product during crude oil production.

Natural gas typically consists of 80 ÷ 99 per cent methane and other gases, higher hydrocarbons as ethane, propane, iso- and n-butane and impurities such as helium, nitrogen, hydrogen sulphide, carbon dioxide and water vapour [18]. Natural gas only requires dehydration and some clean-up steps after extraction. Natural gas can be compressed, so it can be stored in special stainless steel bottles and used as compressed natural gas (CNG). Methane is characterised by soot-free combustion. CO₂ emission from vehicles fuelled with methane is typically some 25 per cent lower compared with emissions from the combustion of petrol and diesel. The key properties of natural gas are presented in Table 1 [8, 10].

CNG as a vehicular fuel exhibits significant potential for the reduction of gaseous emissions and particle emissions [1, 2, 3, 6, 16, 18, 19, 20, 22, 23]; such effects have been discussed and confirmed in previous studies [6, 7, 8]. CNG also has the potential to achieve reductions of greenhouse gas (GHG) emissions. CNG produced biogenically (biomethane) reduces life-cycle GHG emissions by around 80 per cent, compared to when gasoline is used as a vehicular fuel [9].

2. CNG technology for light duty vehicles

Natural gas is commonly used in bi-fuel light-duty vehicles (LDV) and light-commercial-vehicles (LCV) as an alternative to gasoline. At this stage of development, vehicle configurations play a significant role in determining exhaust emissions performance. To meet low exhaust emission limits, dedicated CNG fuelling control systems have to be applied.

i parę wodną. Gaz ziemny po wydobyciu wymaga tylko odwodnienia i kilku procesów oczyszczających. Pod koniec tych procesów technologicznych spręża się go w celu uzyskania sprężonego gazu ziemnego (CNG). Metan, główny składnik CNG, charakteryzuje się spalaniem bez wydzielania sadzy. Emisja CO₂ przez pojazdy zasilane metanem jest mniejsza o 25% w porównaniu do emisji z pojazdów zasilanych benzyną czy olejem napędowym. Główne właściwości gazu ziemnego przedstawiono w tabeli 1. CNG jako paliwo samochodowe wykazuje potencjał obniżonej emisji spalin gazowych i cząstek stałych [1, 2, 3, 16, 18, 19, 21], co zostało przedyskutowane i udowodnione przez wielu specjalistów [6, 7, 8]. Istnieje także potencjalna możliwość redukcji gazów cieplarnianych. Wprowadzenie CNG produkowanego metodami biogenicznymi (biometan) zmniejsza całkowitą emisję gazów cieplarnianych procesu przygotowania paliwa i spalania w silniku (GHG) do około 80% w porównaniu do pojazdów napędzanych benzyną [9].

2. Zasilanie CNG dla lekkich pojazdów samochodowych

Gaz ziemny zwykle stosowany jest w dwupaliwowych samochodach osobowych i lekkich pojazdach dostawczych jako alternatywne paliwo dla benzyny. Kluczową rolę pod kątem oddziaływania na poziom emisji związków szkodliwych spalin odgrywają zmiany konstrukcyjne wprowadzone w silniku i całym pojeździe. Aby spełnić niskie limity emisji spalin, należy stosować przeznaczone do danych pojazdów systemy zasilania CNG. Z powodu mniejszej entalpii spalania gazu ziemnego w porównaniu do benzyny, należy wprowadzić pewne zmiany w systemie sterowania silnikiem w celu uniknięcia spadku mocy. Z powodu tych strat potrzebna jest optymalizacja parametrów konstrukcyjnych

Table 1. Major properties of Natural Gas

Tabela 1. Główne właściwości gazu ziemnego [3]

Property (units/conditions)/właściwość (jednostka/warunki)	Value/wartość
Carbon to hydrogen ratio/stosunek węgla do wodoru	0.25 – 0.33
Relative density/gęstość względna (dla 15 °C/ 1 bar)	0.72 – 0.81
Boiling point/temperatura wrzenia (°C/ 1 bar)	-162
Flashpoint/temperatura zapłonu (°C)	540 – 650
Octane number/liczba oktanowa (RON/MON)	120 – 130
Methane number/liczba metanowa	80 – 99
Stoichiometric air/fuel ratio (mass)/współczynnik stechiometryczny powietrze/paliwo (masowy)	17.2
Lower heating value/wartość opalowa	38 – 50
Methane concentration (volume %)/zawartość metanu (objętości w %)	80 – 99
Ethane concentration (volume %)/zawartość etanu (objętości w %)	2.7 – 4.6
Nitrogen concentration (volume %)/zawartość azotu (objętości w %)	0.1 – 15
Carbon dioxide concentration (volume %)/zawartość ditlenku węgla (objętości w %)	1 – 5
Sulphur concentration (ppm, mass)/zawartość siarki (ppm, masowa)	< 5
Wobbe Index (MJ/m ³)*/indeks Wobbego (MJ/m ³)*	41

* Wobbe Index – the ratio of the specific calorific value of the fuel to its density; this value represents the fuel chemical energy that passes through a specified orifice at a given pressure drop; the variation of Wobbe index with stoichiometric air/fuel ratio is linear, i.e. 10% increase in Wobbe index leads to 10% increase in equivalence ratio

Indeks Wobbego – stosunek wartości opalowej do gęstości paliwa; wartość przedstawia chemiczną energię paliwa przy przejściu przez specjalną kryzę o określonym spadku ciśnienia; zależność między Indeks Wobbego a stosunkiem stechiometrycznym powietrze/paliwo jest liniowa, np. 10% wzrostu Indeksu Wobbego powoduje równoważny 10-procentowy wzrost stosunku powietrze/paliwo

Because of the lower enthalpy of combustion of natural gas compared with petrol, some changes should be made to the engine control system to avoid power loss. Because of these potential losses, some optimisations are needed which are achieved by charging the CNG engine or by increasing its compression ratio. High compression ratios are possible due to the high octane rating of methane.

Engine technologies such as variable valve timing (VVT), exhaust gas recirculation (EGR) or highly refined systems for the direct injection of natural gas can help to enhance the emissions performance and improve fuel efficiency of gas engines. Natural gas direct injection systems rely on the late-cycle high pressure injection of gas into the combustion chamber. Natural gas has a higher ignition temperature than conventional liquid fuels and so an ignition aid (pilot spray) is needed.

Natural gas has a high octane number, thus permitting high compression ratios. For this reason, most NG engines operate on spark ignition. Gaseous NG has a low volumetric energy density, but in liquid form this value increases. NG is less dense than air, creating an explosion risk in enclosed spaces. Safety requirements are stricter for CNG than for LPG, because of the high pressure of CNG storage, however LPG is denser than air and is banned from indoor parking areas, while compressed gas CNG vehicles can normally be parked in indoor and underground garages.

Technology for light-duty CNG vehicles is well established, and CNG vehicles have comparable performance to their petrol-powered counterparts. CNG is commonly used in spark ignition engines because their powertrains are relatively easy to convert from liquid to gaseous fuels. To improve engine performance while running on CNG fuel, the compression ratio should be optimised for higher RON values (130). The construction of the cylinder head in each case should be customised (geometry, valve and seat materials) for the engine and fuel used, which influences the combustion process, especially the temperature profile. It is advisable to reach spark ignited stoichiometric combustion for all operating conditions so that a three-way catalyst (TWC) improved to convert CH_4 can be used. The TWC has to be dedicated to the conversion of CH_4 , which typically means it has a higher volumetric capacity and higher precious metal loading compared with its gasoline counterpart (typically loading is no less than 300 g/ft^3 at a Pt:Pd:Rh ratio of 1:28:2 and cell density is not less than 600 cpsi) [6, 17]. The reason for this is that oxidation of methane is difficult to achieve – vehicles operating on petrol have relatively limited quantities of CH_4 in their exhaust gas and are fitted with TWCs optimized for oxidation of heavier hydrocarbons.

Regarding fuel management, the most common CNG technology is multipoint sequential injection with a dedicated intake manifold. This type of injection is used in bi-fuel cars (petrol and CNG). The principle used in the past by the ECU to calculate the injection timing applied to the CNG injectors was based on the acquisition of petrol injection timing by the CNG ECU during CNG mode. Therefore, engine management is mainly handled by the petrol ECU – the CNG

silnika i jego osprzętu, którą osiąga się przez zastosowanie doładowania, bądź zwiększenie stopnia sprężania. Zastosowanie dużych stopni sprężania jest możliwe dzięki wysokiej liczbie oktanowej metanu. Rozwiązania takie jak zmienne fazy rozrządu (VVT), recyrkulacja spalin (EGR) czy zastosowanie układów wtrysku bezpośredniego gazu ziemnego mogą być pomocne do spełnienia limitów emisji oraz poprawić ekonomiczność silników zasilanych gazem. Systemy bezpośredniego wtrysku gazu ziemnego charakteryzują się opóźnionym wtrysnięciem gazu do komory spalania pod wysokim ciśnieniem. Gaz ziemny ma wyższą temperaturę zapłonu niż konwencjonalne paliwa ciekłe i z tego powodu wymaga stosowania zapłonu wspomaganego (strumień pilotujący). Gaz ziemny ma dużą liczbę oktanową, dzięki czemu możliwe jest stosowanie wysokich stopni sprężania. Z tego względu większość silników zasilanych CNG to silniki ZI. W stanie gazowym gaz ziemny ma małą objętościową gęstość energetyczną, ale w postaci ciekłej wartość ta wzrasta. Gaz ziemny jest lżejszy od powietrza, co powoduje ryzyko wybuchu w pomieszczeniach zamkniętych. Ze względu na wyższe ciśnienie magazynowania gazu w butlach wymogi dotyczące bezpieczeństwa są bardziej restrykcyjne niż dla LPG, jednakże LPG jest cięższy od powietrza, przez co pojazdy zasilane LPG nie mogą korzystać z zamkniętych parkingów, podczas gdy pojazdy z CNG mogą korzystać i z zamkniętych parkingów, i z garaży podziemnych.

Rozwiązania konstrukcyjne dla lekkich pojazdów samochodowych zasilanych CNG są dobrze rozwinięte i pojazdy zasilane CNG mają porównywalne osiągi z ich odpowiednikami zasilanymi benzyną. CNG jest szeroko stosowane w silnikach ZI ze względu na łatwość zaadaptowania tego silnika do wykorzystywania paliw gazowych zamiast płynnych. W celu poprawy osiągnięć silnika podczas pracy przy zasilaniu CNG stopień sprężania powinien być dostosowany do większej liczby oktanowej paliwa (RON = 130). Konstrukcja głowicy cylindrów zawsze powinna być dobrana (geometria, materiały zaworów i gniazd zaworowych) dla danego silnika i używanego paliwa, bo to wpływa na proces spalania, a zwłaszcza na rozkład temperatur. Dla silników ZI wskazana jest regulacja składu mieszanki gaz–powietrze, która zapewnia spalanie stechiometryczne przy wszystkich warunkach pracy, tak aby poprawić proces utleniania CH_4 przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny. Reaktor powinien być specjalnie przystosowany do przetwarzania CH_4 ; zwykle ma on większą pojemność objętościową i większą zawartość metali szlachetnych w porównaniu do benzynowego odpowiednika (zazwyczaj metali szlachetnych nie jest mniej niż 300 g/ft^3 w stosunku Pt:Pd:Rh, odpowiednio 1:28:2 i gęstości komórkowej nie mniejszej niż 600 cpsi) [6, 17]. Przyczyną tego jest trudność w utlenianiu metanu – pojazdy napędzane benzyną mają niską zawartość CH_4 w spalinach i wyposażone są w reaktory katalityczne zoptymalizowane do utleniania cięższych węglowodorów.

Najczęściej spotykanym sposobem zasilania CNG jest wielopunktowy, sekwencyjny wtrysk gazu wraz z modyfikowanym układem dolotowym. Tego typu układ wtryskowy wykorzystywany jest w dwupaliwowych silnikach samocho-

control unit translates petrol actuations into an appropriate programme for the CNG injectors by using specific information such as CNG injector rail pressure, CNG temperature, engine coolant temperature, engine speed and battery voltage, in addition to inputs from the petrol ECU. In order to maintain harmony with the petrol system, the CNG ECU drives the CNG injectors in the same sequence as the petrol injectors [6]. This solution was used in OEM systems up to Euro 4 (and is still used for aftermarket systems); from Euro 5 onwards a single, integrated ECU is used to control the engine when operating on either fuel. Currently, the most common bi-fuel systems use petrol start-up engine as their default mode. When the engine is running and the fuel switch is set to CNG mode, the CNG ECU switches fuel from petrol to CNG. The CNG fuel stored in the tank is vaporised in the pressure regulator so that it can achieve a relative outlet pressure 2 bars above the intake manifold pressure. The solenoid valve installed on the pressure regulator is switched on when the threshold engine coolant temperature is reached. The petrol injectors are switched off when in CNG mode and the integrated ECU assumes control of the CNG injectors [6, 15]. Since the vehicle used in this study was a Euro 5 vehicle, it featured a single, integrated ECU to control the injection of both fuels – CNG and gasoline.

CNG vehicles require special high pressure refuelling infrastructure. Without such a network, CNG cars have no future in the vehicular market – however, it is clear that such a network should be built as production of CNG vehicles increases. Typically, the ratio between CNG vehicles and CNG refuelling stations varies from 20 to 800. To achieve profitability, a CNG refuelling station should serve at least 100 light-duty vehicles or smaller numbers of busses consuming an equivalent amount of fuel. This problem is often discussed in conjunction with NG vehicles. Development of CNG refuelling infrastructure is arguably as important as work on emissions from CNG.

Gas-to-Liquid (GTL) fuel is the most cost-effective natural gas-based fuel that can help the European Union reach its transportation fuel aspirations. The EU's 2020 vision for 20 per cent non petroleum-derived road transport fuels can likely only be achieved with natural gas forming part of the range of alternative fuels. In addition to the technical and economic development of GTL, this fuel can help accelerate the development of other XTL options.

3. Research programme

3.1. Methods of emissions testing according to Euro 5 and 6 requirements for CNG vehicles

The analysis of exhaust emissions from a bi-fuel vehicle with a spark-ignition engine fuelled with CNG and, later, with petrol during the NEDC cycle was carried out on a chassis dynamometer in the Emissions testing laboratory (Fig. 4 and 5) of BOSMAL Automotive R&D Institute in Bielsko-Biala, Poland. The tests presented in this paper were carried out within a research programme investigating the influence of alternative fuels on exhaust emissions from automotive vehicles with spark ignition and compression

dowych (benzyna i CNG). Zasada obliczania czasu wtrysku dla wtryskiwaczy gazu przez układ sterujący CNG ECU polega na odwzorowaniu czasów wtrysku benzyny przez układ sterujący ECU podczas pracy w trybie CNG. Dlatego sterowanie zasilaniem silnika w paliwo wykonywane jest głównie przez układ sterowania ECU dla standardowych silników benzynowych – układ sterujący CNG przetwarza sygnały zadawania wtrysku benzyny na odpowiedni program dla wtryskiwaczy CNG, z wykorzystaniem specjalnych informacji, takich jak: ciśnienie gazu w szynie zasilającej wtryskiwacze, temperatura gazu, temperatura płynu chłodzącego silnika, prędkość obrotowa silnika i napięcia akumulatora – jako informacje dodatkowe oprócz sygnału pochodzącego ze standardowego układu ECU. Aby utrzymać spójność z układem benzynowym, układ sterujący CNG ECU steruje wtryskiwaczami gazu w tej samej sekwencji jak dla wtryskiwaczy benzyny [6]. Tego typu rozwiązanie było stosowane przez producentów samochodów typu LDV aż do poziomu Euro 4 (i ciągle jest stosowane w rozwiązaniach dotyczących przeróbek rynkowych samochodów benzynowych na zasilanie CNG). Dla samochodów Euro 5 wprowadzono jeden zintegrowany układ startujący ECU, który steruje wtryskiem paliwa i zapłonem silnika dla obu stosowanych paliw. Obecnie najbardziej rozpowszechnione systemy sterowania dla układu dwupaliwowego wykorzystują benzynę w celu uruchomienia silnika, w trybie domyślnym. Po uruchomieniu silnika i przełączeniu w tryb pracy CNG, układ ECU przełącza paliwo z benzyny na CNG. Zmagazynowany gaz CNG w zbiorniku samochodu jest odparowywany w reduktorze, aby można było uzyskać względne ciśnienie około 2 barów w odniesieniu do ciśnienia w kolektorze dolotowym. Zawór elektromagnetyczny zainstalowany na reduktorze uruchomiony jest w chwili, gdy temperatura czynnika chłodzącego silnik osiągnie zaprogramowany poziom. Wtryskiwacze benzyny zostają wyłączone w chwili przejścia w gazowy tryb pracy i układ ECU rozpoczyna sterowanie wtryskiwaczami gazu [6, 15].

Pojazdy zasilane gazem ziemnym CNG wymagają specjalnej, wysokociśnieniowej infrastruktury tankowania pojazdu gazem. Bez tej sieci pojazdy CNG nie mają przyszłości na rynku samochodowym. Jednakże, wiadomo, iż taka sieć powinna być zbudowana z racji rosnącej produkcji i zainteresowania pojazdami zasilanymi CNG. Typowy stosunek między liczbą pojazdów CNG a liczbą stacji tankowania CNG wynosi od 20 do 800. Aby osiągnąć opłacalność przy planowaniu budowy takich stacji, stacje tankowania powinny obsługiwać przynajmniej 100 samochodów osobowych lub dostawczych, lub mniejszą liczbę autobusów, zużywających podobną ilość paliwa. Ten problem często jest przedmiotem dyskusji w odniesieniu do zagadnienia pojazdów zasilanych gazem ziemnym. Rozwój infrastruktury napełniania CNG jest niemal tak ważny, jak praca nad emisją pojazdów zasilanych tym rodzajem paliwa.

Paliwo gazowe w postaci ciekłej (Gas-to-Liquid – GTL) jest najbardziej ekonomicznie efektywnym paliwem opartym na gazie ziemnym, które może pomóc Unii Europejskiej spełnić jej przyszłe plany w dziedzinie transportu. Plano-

ignition engines. The objective of the research presented here was to determine the influence of CNG fuel usage on exhaust emissions in the context of the new Euro 6 emissions limits, which will be mandated in EU countries from 2014/2015.

Two types of test were performed: continuous pollutant concentration measurements and CVS-bag tests measuring average emission of these pollutants during chassis dynamometer testing. The New European Driving Cycle (NEDC – Fig. 6), introduced in Directive 98/69/EC (8), was selected as a representative test for this study. The test consists of two phases: the Urban Driving Cycle (UDC), followed by the high-speed Extra Urban Drive Cycle (EUDC).

All tests were conducted on a bi-fuel vehicle of European manufacture, powered by an SI engine, fuelled either with a MPI petrol fuel injection system or a MPI natural gas injection system. The vehicle tested was a bi-fuel light duty vehicle, adapted by the manufacturer to run on CNG



Fig. 4. BOSMAL Emission Testing Laboratory (cell 2) – internal view of the climatic chamber

Rys. 4. Laboratorium Badania Emisji Spalin w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL (nr 2) – komora klimatyczna z hamownią podwoziową

fuel in addition to petrol. The vehicle was equipped with multipoint sequential injection, with a dedicated intake manifold for CNG and an integrated ECU unit with different injection and ignition timing strategies for both petrol and CNG. The engine always starts on petrol and is automatically switched over to CNG operation after a few seconds (when the vehicle is in CNG mode). The aftertreatment system of the car tested consisted of a three way catalytic converter (TWC) specially adapted for bi-fuel cars (fueled with petrol and CNG). The usage of CNG fuel also caused some changes in the engine construction of the car tested. The construction of the cylinder head was modified for CNG operation by changes made to valve and seat materials. The changes to the engine and fuelling system, together with the installation of a larger TWC cause a slight increase in vehicle mass compared to the standard (petrol only) model.

wany 20-procentowy udział paliw nieropopochodnych w strukturze rynku paliwowego do 2020 r. jest możliwy do osiągnięcia z zastosowaniem gazu ziemnego, wypełniając część planowanego udziału paliw alternatywnych na rynku paliw silnikowych. Wraz z rozwojem technicznym i ekonomicznym produkcji GTL, to paliwo może pomóc w przyspieszeniu rozwoju silników zasilanych GTL.

3. Programy badań

3.1. Metody badania emisji spalin z pojazdów zasilanych CNG zgodnie z wymogami norm Euro 5 i 6

Analiza emisji spalin z pojazdu dwupaliwowego z silnikiem ZI zasilanego CNG i zasilanego benzyną podczas cyklu jezdnego NEDC przeprowadzona była na hamowni podwoziowej w laboratorium badania emisji spalin (rys. 4 i 5) Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL w Bielsku-Białej. Badania prowadzono w ramach programu badawczego oceniającego wpływ zastosowania alternatywnych paliw silnikowych na możliwość redukcji emisji związków szkodliwych spalin z pojazdów samochodowych z silnikami ZI i ZS. Celem tych badań było określenie wpływu użycia CNG jako paliwa na poziom emisji spalin w aspekcie nowych limitów emisji związków szkodliwych zawartych w normach Euro 6, które będą obowiązywać we wszystkich krajach Unii Europejskiej.

W czasie testów badawczych prowadzono ciągły pomiar koncentracji poszczególnych związków w spalinach oraz wykonywano analizę składu spalin w workach pomiarowych przy wykorzystaniu metody pomiaru ilości spalin i próbkowania za pomocą układu CVS, mierząc średnią emisję tych związków podczas testu jezdnego samochodu na hamowni podwoziowej. Pomiary wykonano w cyklu jezdnym NEDC (rys. 6), opisanym w Dyrektywie 98/69/EC. Składa się on z dwóch faz: cyklu miejskiego (UDC), a następnie z fazy jazdy z wyższymi prędkościami (EUDC).

Badania prowadzono na samochodzie przystosowanym do zasilania dwupaliwowego (benzyna – CNG), napędzanym silnikiem ZI, zasilanym zarówno z benzynowego wielopunktowego układu wtryskowego, jak i z wielopunktowego, sekwencyjnego układu wtrysku CNG. Badany pojazd był przystosowany fabrycznie do zasilania CNG. Pojazd



Fig. 5. BOSMAL Emission Testing Laboratory (cell 2) – external view of the climatic chamber

Rys. 5. Laboratorium Emisji Spalin w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL (nr 2) – zewnętrzna komora klimatyczna

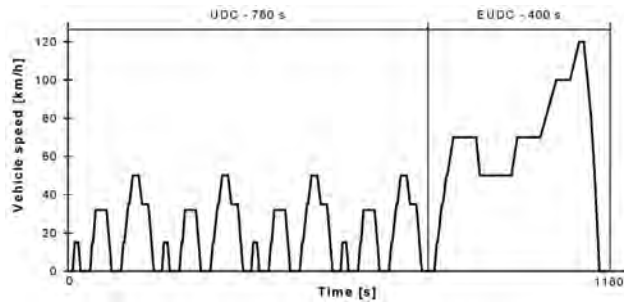


Fig. 6. The New European Driving Cycle (NEDC)

Rys. 6. Nowy europejski cykl jezdny (NEDC)

3.2. Analysis of CNG emissions in comparison to petrol emissions

A series of tests were performed on a chassis dynamometer facility on the test vehicle, fuelled with petrol and with CNG (in turn). Tests were undertaken in order to determine the influence of CNG fuel on emissions in comparison to Euro5 and 6 limits and in comparison to standard petrol. Results obtained using both fuels are presented side-by-side for ease of comparison. Figs 7, 9, 11, 13 and 15 present the average emissions (in g/km) of THC, NMHC, CO, NO_x and CO₂ for both phases, e.g. the UDC and EUDC, as well as for the complete NEDC (UDC+EUDC) from the test vehicle fuelled both with CNG and with petrol (in turn).

THC, NMHC and CO emissions

Carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (THC) are exhaust gas components which can be effectively removed by a Three Way Catalyst (TWC). The TWC's effectiveness after reaching its light off temperature is high and it is quite satisfactory for the moment. However, there is a problem due to CO and THC emissions during cold-start and warm-up conditions (during the first phase of the NEDC i.e. the UDC phase). This means that THC and NMHC emissions during the NEDC (UDC+EUDC) cycle are effectively determined by emission during the UDC phase (Fig. 7 and 9), as the contribution of the second phase (EUDC) is negligible; during the EUDC phase the THC and NMHC emissions were at very low levels for both test fuels, confirming the high effectiveness of the TWC at removing hydrocarbons once it had achieved its light off temperature.

During the UDC phase, and the for entire NEDC, emissions of total hydrocarbons were 17% higher when running on CNG than when running on petrol (Fig. 7 and 8). However, for NMHC, this situation was reversed (Fig. 9), and NMHC emission was noticeably lower when running on CNG, the difference being approximately 42%. CH₄ concentration in tailpipe (TP) gases was much higher when running on CNG (Fig. 10).

Regarding CO emissions, the most important part of the NEDC cycle is also engine start-up, with necessary fuel enrichment for proper engine starting and the period during which the TWC has not yet reached light off temperature; emissions during the EUDC phase are much lower (Figs 11 and 12). For CO (Fig. 11), emission was slightly lower during the UDC, but substantially higher during the EUDC,

wyposażony był w wielopunktowy, sekwencyjny system wtryskowy ze zmodyfikowanym kolektorem dolotowym dla układu zasilania CNG i zintegrowany układ sterowania ECU. Silnik zawsze był uruchamiany z wykorzystaniem benzyny i po paru sekundach automatycznie przełączany na pracę przy zasilaniu CNG (jeśli pojazd był w trybie pracy na CNG). Układ wylotowy w testowym pojeździe składał się z trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego (TWC) przystosowanego dla pojazdów dwupaliwowych (zasilanych benzyną i CNG). Wykorzystanie gazu CNG jako paliwa wymusiło także kilka zmian konstrukcyjnych w silniku testowanego pojazdu. Konstrukcja głowicy cylindrów została zmodyfikowana do pracy z wykorzystaniem CNG, w stosunku do podobnej wersji benzynowej, przez zmianę materiałów wykorzystanych na zawory i gniazda zaworowe. Zmiany w silniku i układzie paliwowym, razem z instalacją układu butli na gaz ziemny i większego reaktora katalitycznego, powodują niewielki wzrost masy pojazdu w porównaniu do masy pojazdu standardowego napędzanego samą benzyną.

3.2. Analiza emisji spalin z pojazdu zasilanego CNG

Seria testów badawczych emisji NEDC z wykorzystaniem opisanego wyżej pojazdu, zasilanego kolejno benzyną i gazem CNG, została przeprowadzona na hamowni podwozowej laboratorium badania emisji spalin. Testy zrealizowano w celu określenia wpływu zasilania pojazdu CNG na emisję spalin w kontekście limitów Euro 5 i Euro 6, a także dla porównania ze standardową benzyną. Na rysunkach 7, 9, 11 i 13 przedstawiono emisję (w g/km) THC, NMHC, CO, NO_x i CO₂ dla obu faz, np. UDC i EUDC i dla kompletnego cyklu NEDC (UDC+EUDC) dla pojazdu zasilanego zarówno gazem CNG, jak i benzyną. Dodatkowo na rys. 8, 10, 12 i 14 przedstawiono koncentrację powyższych związków, mierzoną w sposób ciągły (na bazie modalnej analizy) podczas pełnego cyklu NEDC (UDC+EUDC).

Analiza poziomu emisji THC, NMHC i CO

Tlenek węgla (CO) i niespalone węglowodory (THC) są związkami gazów spalinowych, które mogą być efektywnie usunięte (utlenione) przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny (TWC). Efektywność reaktorów TWC po osiągnięciu ich temperatury pracy jest wysoka i wynosi około 98 ÷ 99%. Jednakże istnieje problem powodowany emisją CO i THC podczas rozruchu zimnego silnika i w czasie jego nagrzewania się (podczas pierwszej fazy NEDC, np. faza UDC) Oznacza to, iż emisja THC i NMHC podczas cyklu NEDC (UDC+EUDC) zależy od poziomu emisji podczas fazy UDC (rys. 7 i 9). Dla obu testowanych paliw faza EUDC charakteryzowała się emisją THC i NMHC (0,004 – 0,010 g/km) na bardzo niskim poziomie, potwierdzając wysoką efektywność usuwania przez reaktor katalityczny węglowodorów (kiedy osiągnie właściwą temperaturę pracy).

Podczas fazy UDC i całego cyklu NEDC emisja THC była o 17% większa dla silnika zasilanego CNG niż dla silnika napędzanego benzyną. Jednakże dla NMHC było zupełnie odwrotnie (rys. 9) i emisja NMHC była zauważalnie niższa podczas pracy na CNG (różnica sięgała 42%). Jednocześnie zaobserwowano znacznie większą koncentrację CH₄ w gazach wylotowych przy zasilaniu CNG (rys. 10).

resulting in increased overall emission of CO when running on CNG (a difference of 18% over the entire NEDC).

In general, gaseous fuels such as NG permit better air-fuel mixing, and therefore have the potential to reduce THC emissions [2]. The increase observed in THC emissions when running on CNG may have been due to the greater proportion of CH_4 in the exhaust (CH_4 being a difficult molecule to oxidize catalytically in the TWC, as mentioned previously). While emission of THC and CO have the same cause – incomplete combustion – opposing trends were ob-

Gdy wzięto pod uwagę emisję CO, okazało się, że najważniejszą częścią cyklu NEDC był moment uruchomienia silnika, z koniecznym wzbogaceniem mieszanki paliwo-powietrze, dla zapewnienia poprawnego rozruchu silnika, i czas jego pracy bezpośrednio po nim następujący, podczas którego reaktor katalityczny nie osiągnął odpowiedniej temperatury pracy. W następnych fazach pracy silnika w cyklu EUDC emisja jest już znacznie mniejsza (rys. 11 i 12), ale ze względu na większą emisję w pierwszej fazie,

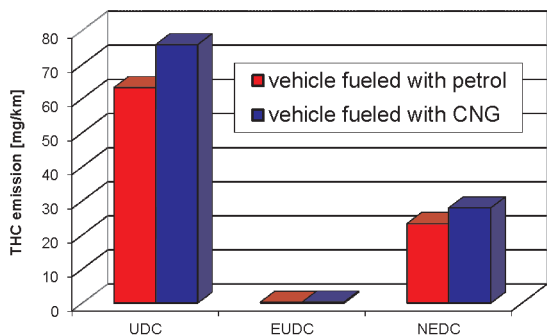


Fig. 7. THC emissions from the UDC and EUDC phases and from the total NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 7. Emisja THC w trakcie faz UDC i EUDC, a także całego cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

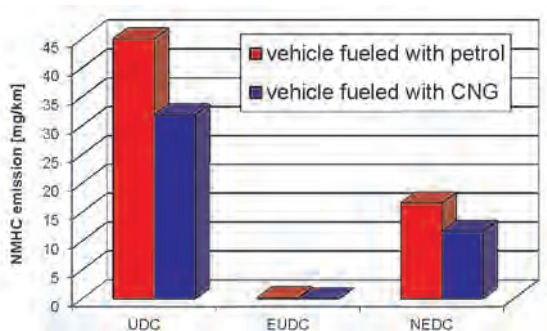


Fig. 9. NMHC emissions from the UDC and EUDC phases and from the total NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 9. Emisja NMHC w trakcie faz UDC i EUDC, a także całego cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

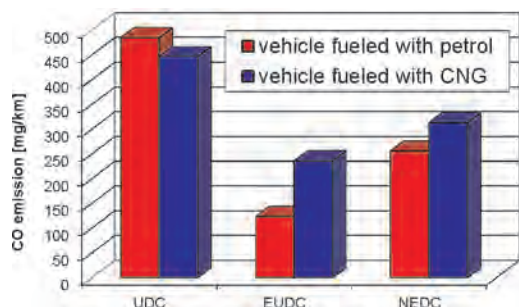


Fig. 11. CO emissions from the UDC and EUDC phases and from the total NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 11. Emisja CO w trakcie faz UDC i EUDC, a także całego cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

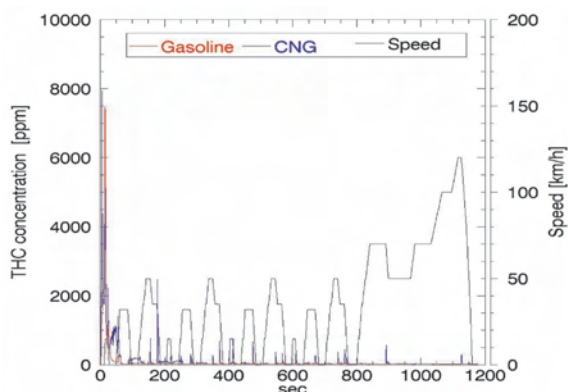


Fig. 8. Tailpipe THC concentration during the NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 8. Stężenie THC w spalinach podczas cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

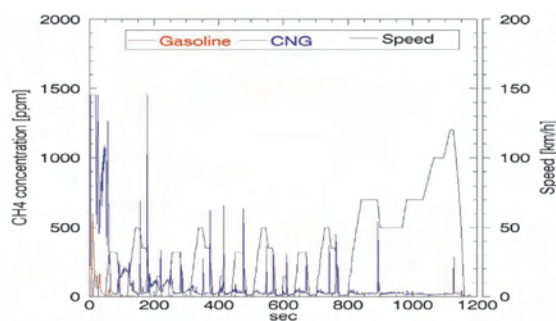


Fig. 10. Tailpipe CH_4 concentration during the NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 10. Stężenie CH_4 w spalinach podczas cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

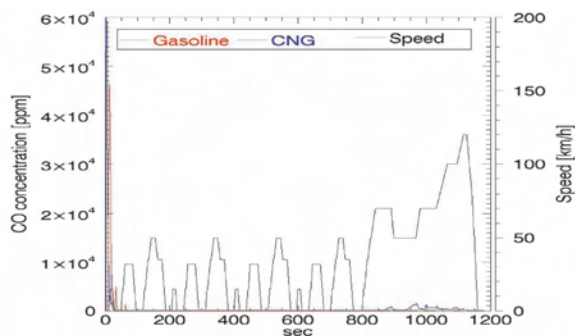


Fig. 12. Tailpipe CO concentration the NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 12. Stężenie CO w spalinach podczas cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

served when operation on CNG and operation on petrol were compared. The relatively low carbon fraction present in the fuel reduces the air required to achieve the complete oxidation of the carbon present in the fuel, thereby reducing emission of CO, as more carbon atoms are fully oxidized to CO₂. Additionally, there is less carbon in the fuel to form CO. Improved mixture formation (as a result of usage of a gaseous fuel), also makes the mixture less heterogeneous and reduces CO formation somewhat. In light of these considerations, it is somewhat surprising that CO emission was higher during the second phase when running on CNG. It is possible that the enrichment required for high load sections of the EUDC was more pronounced when running on CNG, thereby causing greater emissions of CO. (However, it should be noted that CO emissions were low for both fuels, being well below the Euro 6 limit.)

NO_x emissions

NO_x formation is influenced by flame temperature effects and ignition delay effects driven by fuel chemistry (e.g. the proportion of methane and the content of other, heavier hydrocarbons in the fuel) and fluid dynamics. Additionally, an effect caused by the interaction of the higher specific energy content of methane with the engine control system which was calibrated using gasoline as a base fuel has an influence on NO_x emissions. At higher loads (e.g. the EUDC phase), characterized by diffusion flame combustion, the flame temperature effect is dominant. Emissions of NO_x from the vehicle when fuelled with petrol were almost twice as high as when the vehicle was running on CNG (Fig. 13). NO_x emissions increased rapidly during each period of acceleration in the UDC phase for the petrol fuel. A similar trend (but with smaller peaks) was observed when running on CNG.

The combustion of NG occurs at a higher temperature than for conventional fuels – in this case petrol, due to the high isentropic value of methane. These higher temperatures can lead to increased formation of oxides of nitrogen. (However, increased temperatures also tend to reduce somewhat the time required for the TWC to reach its light off temperature).

Nitrogen oxides can be formed through three different mechanisms during the combustion process. At low temperatures, nitrogen present in the fuel can react with oxygen in the intake air to produce oxides of nitrogen. Other processes generally require high temperatures and thus localized areas of high temperature (hotspots) have a significant impact on NO_x formation [4]. The dramatically lower NO_x emission results presented here may be at least partially due to greater thermal homogeneity within the cylinder (higher average temperature, but fewer hotspots) when running on CNG than on petrol. The substantial reduction in NO_x emission observed for both phases when running on CNG is noteworthy and could well have resulted from the improved mixing permitted by use of a gaseous fuel (CNG).

CO₂ emissions

CO₂ emission results are shown for CNG and petrol in Figs 15 and 16. It can be noted that these emissions are about 32% lower for CNG fuel than for petrol in both phases, as

ogólny wynik emisji dla silnika zasilanego CNG był o 18% większy niż dla silnika benzynowego.

Paliwa gazowe, takie jak gaz ziemny, lepiej mieszają się z powietrzem, co stanowi możliwość obniżenia emisji THC [2]. Zwiększona emisja THC zaobserwowana podczas spalania CNG może być spowodowana zwiększoną zawartością CH₄ w spalinach (jak wyjaśniono wcześniej, CH₄ źle utlenia się w reaktorze katalitycznym). Pomimo tego, że emisja THC i CO ma ten sam powód – niecałkowite spalanie – zaobserwowane skutki były zupełnie inne dla silników benzynowych i zasilanych CNG. Względnie mała frakcja węglowa występująca w paliwie ogranicza ilość powietrza potrzebnego do całkowitego utlenienia zawartego w paliwie węgla, co skutkuje mniejszą emisją CO, gdyż więcej atomów węgla jest w pełni utlenionych do CO₂. Dodatkowo w paliwie jest mniej węgla mogącego się utlenić do CO. Poprawione mieszanie (wynikające z zastosowania paliwa gazowego) sprawia, iż mieszanina jest mniej heterogeniczna, a to prowadzi do ograniczenia emisji CO. W świetle tych faktów zaskakująca wydaje się większa emisja CO zaobserwowana w trakcie fazy drugiej dla silnika napędzanego CNG. Możliwe, iż wzbogacanie mieszanki wymagane do wykonania nagłych przyspieszeń samochodu i dużego obciążenia podczas fazy testu EUDC spowodowało wzrost emisji ze spalania CNG. Należy jednak dodać, że całkowita emisja CO była nie tylko bardzo mała, ale także o wiele mniejsza niż limity dopuszczane przez Euro 6.

Analiza emisji NO_x

Formowanie się tlenków azotu NO_x zależy od temperatury płomienia i efektu opóźnienia zapłonu, warunkowanego składem chemicznym paliwa (np. zawartość czystego metanu i cięższych węglowodorów) i dynamiką płynów. Efekt ten może być spowodowany wyższą wartością energii zawartej w metanie, która nie jest kompensowana przez regulację systemu zasilania gazem, a która jest adaptowana z układu sterowania wtryskiem benzyny. Opisany efekt może mieć również wpływ na poziom emisji NO_x. Przy dużych obciążeniach (np. faza EUDC) proces spalania charakteryzowany jest przez płomień dyfuzyjny, temperatura płomienia jest dominująca.

Emisja NO_x z badanego pojazdu zasilanego CNG była około dwukrotnie mniejsza niż pojazdu zasilanego benzyną (rys. 13). Różnice między koncentracją NO_x w spalinach wyraźnie widoczne są na rys. 14. Emisja NO_x gwałtownie wzrasta podczas każdego okresu przyspieszania w fazie UDC dla pojazdu zasilanego benzyną.

Spalanie gazu ziemnego przebiega przy wyższej temperaturze niż dla paliw konwencjonalnych – w tym przypadku benzyny, z racji wyższej wartości izentropowej metanu. Tak wysokie temperatury prowadzą do wzrostu ilości formowanych tlenków azotu. Jednakże wzrost temperatury powoduje przyspieszenie osiągnięcia przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny jego temperatury pracy.

NO_x mogą być formowane w wyniku trzech różnych mechanizmów w czasie procesu spalania. Przy niskich temperaturach azot będący w paliwie może reagować z tlenem zawartym w powietrzu dolotowym, tworząc tlenki

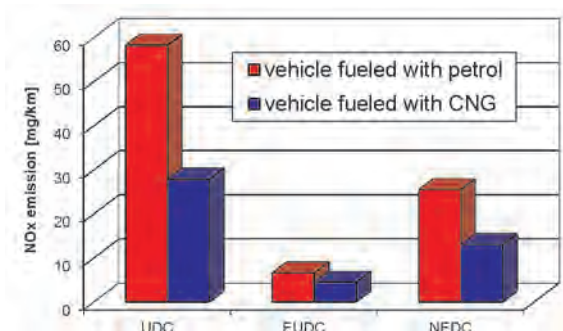


Fig. 13. NO_x emissions from the UDC and EUDC phases and from the entire NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 13. Emisja NO_x w trakcie faz UDC i EUDC, a także całego cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

well as in the complete NEDC cycle, mainly no doubt due to the lower carbon fraction found in CNG than in petrol.

The main component of natural gas is methane, which, consisting of one carbon atom and four hydrogen atoms, has a H/C ratio of 4:1. Other combustible trace components are somewhat less hydrogen-rich, but the four next most abundant species typically present in commercial vehicle fuel natural gas (1) all have H:C ratios $\geq 2.4:1$. Assuming a minimum CH₄ content of 90 per cent, NG can be assumed to have a minimum H/C ratio of around 3.85:1. In contrast, petrol has a much lower ratio of 1.86:1. Emission of CO₂ is a function of fuel consumption, as well as fuel H:C ratio, and using a fuel with a higher H:C ratio does not always guarantee reduced CO₂ emissions, but for the vehicle used in this study the resulting effect was significantly reduced CO₂ emissions. While the Euro 6 regulations do not cover CO₂, this finding is of note, as vehicles meeting the Euro 6 standard will also have to comply with other pieces of EU legislation governing fleet average CO₂ emissions.

4. Conclusions and summary

The main aim of this paper was to determine the influence of CNG fuel on emissions in the context of the new Euro 6 emissions requirements. An analysis was performed on a Euro 5 bi-fuel light duty vehicle in comparison to emissions when the vehicle was fuelled with gasoline.

On the basis of the analyses of results obtained during the NEDC emissions test, it has been found that the vehicle tested with a CNG multipoint gas injection and an integrated (petrol/CNG) ECU already meets the Euro 6 emissions limits, without any further modifications, in particular:

1. CO, THC and NMHC emissions meet Euro 5/6 limits for the LDV category. Observed THC emissions were even relatively close to the NMHC limit stipulated by these regulations, so emissions limits in this area were comfortably met. NMHC emissions were almost 50% under the Euro 6 limit when running on CNG.
2. THC emissions during the NEDC cycle increased when the vehicle was fuelled with CNG, in comparison to petrol, but this increase was far too small to cause problems with the Euro 6 emissions limit.

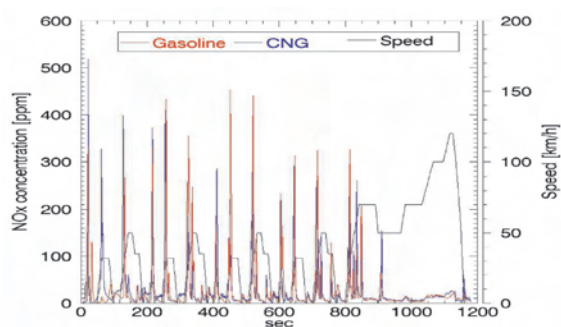


Fig. 14. Tailpipe NO_x concentration during the NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 14. Stężenie NO_x w spalinach podczas cyklu jezdnego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

azotu. Inny proces generalnie wymaga wysokich temperatur, a zatem lokalizacja obszarów wysokich temperatur (miejsz gorących) ma znaczący wpływ na formowanie się NO_x [4]. Ewidentnie mniejsza emisja NO_x, prezentowana wyżej, może być częściowo spowodowana lepszą termalną jednorodnością w cylindrze (wyższa średnia temperatura, ale mniej miejsc „gorących”) podczas zasilania pojazdu gazem CNG. Zaobserwowaną redukcję w emisji NO_x podczas obu faz cyklu jezdnego dla silnika zasilanego CNG można wytłumaczyć lepszym mieszanem się powietrza z paliwem gazowym.

Emisja CO₂

Na rysunkach 15 i 16 przedstawiono wyniki emisji CO₂ zarówno dla CNG, jak i benzyny. Można zauważyć, iż ta emisja jest o około 24% mniejsza dla paliwa CNG niż dla benzyny w obu fazach testu jezdnego, jak również w kompletnym cyklu NEDC, z powodu mniejszej zawartości węgla (C) w gazie ziemnym w porównaniu do benzyny.

Głównym składnikiem gazu ziemnego jest metan, który zawiera jeden atom węgla i 4 atomy wodoru, posiada stosunek H/C o wartości 4:1. Inne palne, śladowe składniki są raczej uboższe w wodór, ale kolejne cztery o największym udziale w składzie gazu ziemnego, jako paliwa dla pojazdów samochodowych, posiadają stosunek H/C $\geq 2.4:1$. Gdy założy się minimalną zawartość CH₄ na poziomie 90%, gaz ziemny może mieć przewidywany minimalny stosunek H/C na poziomie 3.85:1. Dla porównania: benzyna czy olej napędowy zasadniczo mają niższe stosunki H/C – odpowiednio 1.89:1 i 1.86:1. Emisja CO₂ jest funkcją zużycia paliwa, a także stosunku H:C. Wykorzystanie paliwa o większym współczynniku H:C nie zawsze gwarantuje redukcję CO₂, jednak dla pojazdu wykorzystanego w tym teście emisja CO₂ była mniejsza. Pomimo tego, że wymagania Euro 6 nie regulują kwestii poziomu emisji CO₂, to warto zauważyć, że pojazdy spełniające tę normę, będą musiały spełniać inne europejskie wymogi dotyczące średniej emisji flotowej CO₂.

4. Wnioski i podsumowanie

Głównym celem niniejszej pracy było określenie wpływu zastosowania paliwa gazowego CNG na emisję szkodliwych składników spalin silnikowych w aspekcie nowych przepisów emisyjnych Euro 6. Analizę przeprowadzono z

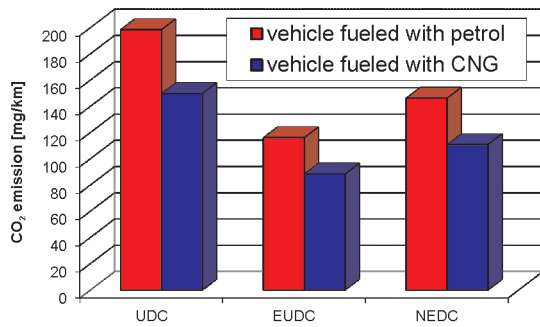


Fig. 15. CO₂ emissions from the UDC and EUDC phases and from the entire NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 15. Emisja w trakcie faz UDC i EUDC, a także całego cyklu jezdniczego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

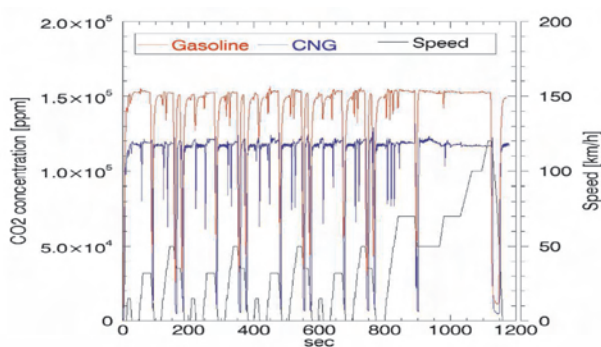


Fig. 16. Tailpipe CO₂ concentration during the NEDC cycle for the vehicle fuelled with petrol and CNG in turn

Rys. 16. Stężenie CO₂ w spalinach podczas cyklu jezdniczego NEDC dla pojazdów zasilanych alternatywnie CNG i benzyną

- CO emission during the NEDC cycle decreased by 18% when the vehicle was fuelled with CNG, although CO emission from both fuel types was well below the limit.
- NO_x emissions from the vehicle when fuelled with CNG met limits for both Euro 5 and Euro 6, and were about 2 times lower in comparison to petrol.
- CO₂ emissions were decreased by 30% when the vehicle was fuelled with CNG.
- For the first phase (the UDC), which is critical for determining total emissions during the NEDC, emissions of NMHC, CO and NO_x were all lower when the vehicle was running on CNG than when it was running on petrol.

Emissions results presented here are more favourable than a comparable study by the authors of this paper [7], which used a Euro 4 vehicle for testing. Assuming these two test vehicles are representative of passenger cars their age, it would appear that a considerable improvement has been made. This is most likely due to improvements in the engine/ECU calibration, making the fuel delivery strategy and overall combustion process more compatible with usage of CNG. Additionally, improvements to the aftertreatment system (TWC) could also have helped to improve emissions performance somewhat.

The technology currently in use for light-duty CNG vehicles, with new generation fuelling systems, is well advanced and CNG vehicles have performance comparable

wykorzystaniem samochodu osobowego zasilanego CNG, spełniającego wymagania normy Euro 5, odnosząc uzyskane wyniki badań do poziomu emisji pojazdu zasilanego alternatywnie benzyną.

Na podstawie przeprowadzonej analizy wyników uzyskanych podczas cyklu NEDC stwierdzono, iż testowy pojazd z wielopunktowym wtryskiem gazu i dodatkowym układem sterującym ECU spełnia limity emisji zawarte w normach Euro 5 i Euro 6, bez dalszych modyfikacji, w szczególności:

- Emisja CO, THC i NMHC spełnia limity norm Euro 5 i Euro 6 dla kategorii lekkich pojazdów samochodowych. Zaobserwowana emisja THC była bliska limitom NMHC określonym w tych normach, więc wszystkie wymagania zostały spełnione. Emisja NMHC była o 50% poniżej wymagań normy Euro 6 w czasie zasilania pojazdu CNG.
- Emisja THC podczas cyklu NEDC była większa dla pojazdu napędzanego CNG niż dla pojazdu zasilanego benzyną, jednak ten wzrost był niewielki i nie sprawiał problemów ze spełnieniem normy Euro 6.
- Emisja CO podczas cyklu NEDC wzrastała o 18%, gdy pojazd zasilany był gazem CNG, jednak emisja z obu typów silników była znacznie poniżej limitów Euro 6.
- Emisja NO_x z pojazdu zasilanego CNG spełniała limity zarówno normy Euro 5, jak i Euro 6, a w porównaniu do pojazdu zasilanego benzyną była dwukrotnie mniejsza.
- Emisja CO₂ była mniejsza o 32% przy zasilaniu pojazdu gazem CNG.
- Podczas fazy UDC, która była kluczowa ze względu na poziom całkowitej emisji w czasie trwania testu NEDC, emisja NMHC, CO i NO_x była mniejsza dla pojazdu zasilanego CNG.

Zaprezentowane wyniki pomiarów emisji związków szkodliwych spalin pojazdu zasilanego CNG są znacznie korzystniejsze niż osiągnięte w porównywalnych badaniach przeprowadzonych przez autorów niniejszej pracy i przedstawionych w publikacji [8]. Wtedy do badań i analiz użyto samochodu spełniającego wymagania normy Euro 4. Zakładając, że te dwa pojazdy testowe są reprezentatywne dla danego okresu produkcji, można zaobserwować znaczną poprawę osiąganych wyników emisji. Przyczynia się do tego najprawdopodobniej ulepszona regulacja silnika przez układ sterowania ECU, dzięki czemu proces spalania jest lepiej zaprojektowany dla zasilania CNG. Dodatkowo zastosowanie specjalnych rektorów katalitycznych w systemie oczyszczania spalin korzystnie wpłynęło na redukcję emisji.

Obecne w lekkich pojazdach samochodowych napędzanych CNG rozwiązania układu zasilania silnika gazem, wykorzystujące układ paliwowy najnowszej generacji, są bardzo zaawansowane technicznie, a osiągi pojazdów zasilanych CNG są porównywalne z ich odpowiednikami zasilanymi benzyną. Biorąc jednak pod uwagę wyniki emisji CO i THC w odniesieniu do benzyny wydaje się, iż można jeszcze bardziej poprawić emisję tych szkodliwych składników spalin, przez dalszy rozwój zintegrowanych układów sterowania ECU, a przez to dokładniejszą regulację systemu zasilania CNG i dalszy rozwój katalitycznych układów oczyszczania spalin przystosowanych do paliw gazowych.

to their petrol-fuelled equivalents. However, looking at the THC emissions results in comparison to petrol, it can be seen that emissions performance still could be improved by better CNG fuelling and optimised ignition timing calibration, as well as some further refinement of the TWC.

In this study, CNG was observed to perform well in terms of emissions. However, this study has focussed only on regulated emissions (as defined in the Euro 6 legislation). Usage of alternative fuels (and particularly gaseous fuels) affects the combustion process in many ways, which includes impacts on exhaust emissions of compounds which are not currently regulated – for example ammonia (NH_3). Recent research implies that usage of CNG could have measureable impacts on emissions of ammonia [4]. Research on CNG should also consider the impact on unregulated exhaust pollutant species, as future legislation may set limits for emission of NH_3 and other species.

CNG is commonly used in spark ignition engines because their powertrains are relatively easy to convert from liquid to gaseous fuels. This fuel is very attractive as it is cheaper than gasoline or diesel. It is also very attractive from the environmental protection point of view, as it causes inherently lower air pollution emissions and is associated with lower greenhouse gas emissions. This paper has shown that even certain pre-Euro 6 technologies can meet Euro 6 emissions standards when CNG is used as a fuel. Additionally, the CO_2 emissions from vehicle operation on CNG are low. For both these reasons, interest in producing and marketing bi-fuel passenger cars for the European market (among others) is sure to remain high, notwithstanding the current inequalities in NG distribution infrastructure and local availability.

Acknowledgment

The authors would like to thank Joseph Woodburn for proof-reading the manuscript and his valuable comments and suggestions.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

W przeprowadzonych badaniach zaobserwowano, iż zastosowanie CNG jako paliwa pozytywnie wpływa na poziom emisji związków szkodliwych spalin. Badania te dotyczyły jednak określenia jedynie emisji limitowanych składników spalin (zgodnie z wymaganiami Euro 6). Wykorzystanie paliw alternatywnych ma duży wpływ na proces spalania, który obejmuje emisję związków nieobjętych jeszcze normami – na przykład amoniaku (NH_3). Z najnowszych badań, prowadzonych również przez autorów pracy [4], wynika, że korzystanie z CNG ma zauważalny wpływ na poziom emisji amoniaku. Badania wpływu zasilania CNG jako paliwa silnikowego powinny więc brać pod uwagę emisję związków dotąd nielimitowanych, ponieważ przyszłe ustawodawstwo może ustanowić również limity emisji dla NH_3 .

CNG jest powszechnie używanym paliwem w silnikach o zapłonie iskrowym, ponieważ te jednostki napędowe wymagają niedużych przeróbek do zasilania paliwem gazowym. Atrakcyjność tego paliwa dla użytkowników pojazdów polega głównie na jego niższej cenie rynkowej w porównaniu do benzyny czy oleju napędowego. Jest to również paliwo interesujące z punktu widzenia ekologii transportu, gdyż jego użycie charakteryzuje się małą emisją związków szkodliwych spalin, a także generuje mniejszą ilość gazów cieplarnianych.

Przeprowadzone badania i analizy pokazują, że nawet rozwiązania konstrukcyjne opracowane na kilka lat przed wprowadzeniem przepisów UE Euro 6 mogą spełniać wymagania w zakresie przyszłych norm emisji związków szkodliwych spalin, jeśli jako paliwo silnikowe zostanie zastosowane CNG. Dodatkową zaletą eksploatacji CNG jest znacznie mniejsza emisja CO_2 . Z obu tych powodów rośnie stopniowo zainteresowanie pojazdami dwupaliwowymi zasilanymi alternatywnie benzyną i CNG na rynku europejskim i to pomimo obecnych niedoborów infrastruktury umożliwiającej tankowanie CNG oraz wynikającej z tego małej dostępności tego paliwa przy powszechnej eksploatacji samochodu na różnych rynkach europejskich.

Abbreviations/Wykaz skrótów

CH ₄	methane/metan
CNG	compressed natural gas/sprężony gaz ziemny
CO	carbon monoxide/tlenek węgla
CO ₂	carbon dioxide/dwutlenek węgla
psi	pounds per square inch/ilość komórek na cal kwadratowy
CVS	constant volume sampling/próbkowanie o stałej objętości
DI	direct (gasoline) injection/bezpośredni wtrysk (benzyny)
DPF	Diesel Particulate Filter/filtr cząstek stałych
EC	European Commission/Komisja Europejska
ECE	Economic Commission for Europe/Europejska Komisja Gospodarcza (ONZ)
ECU	electronic control unit/elektroniczna jednostka sterująca
EGR	exhaust gas recirculation/recyrkulacja gazów wylotowych
EU	European Union/Unia Europejska
EUDC	Extra Urban Driving Cycle/pozamijski cykl jezdny
GHG	greenhouse gases/gazy cieplarniane
GTL	gas to liquid/ciekle paliwo z gazu
HC	hydrocarbons/węglowodory

LCV	Light-Commercial Vehicle/samochód dostawczy
LDV	Light-Duty Vehicle/lekki pojazd samochodowy
MPI	multi point (fuel) injection/wielopunktowy wtrysk paliwa
NEDC	New European Driving Cycle/nowy europejski cykl jezdny
NG	natural gas/gaz ziemny
NH ₃	ammonia/amoniak
NMHC	Non-methane hydrocarbons/węglowodory niemetanowe
NO _x	nitrogen oxides/tlenki azotu
PC	Passenger Car/samochód osobowy
Pt	platinum/platyna
Pd	palladium/pallad
Rh	rhodium/rod
RON	research octane number/badawcza liczba oktanowa
SI	spark ignition/zapłon iskrowy
THC	total hydrocarbons/węglowodory (całkowita ilość)
TP	tailpipe/emisja z układu wylotowego
UDC	Urban Driving Cycle/miejski cykl jezdny
VVT	variable valve timing/zmienne fazy rozrządu
XTL	X-to-liquid/płynne paliwo z produktu X

Bibliography/Literatura

- [1] Allgeier T., Bischoff C., Foerster J.: Natural Gas as an alternative fuel for motor vehicles, F2004V040, 2004 FISITA World Congress.
- [2] Bhandari K., Bansal A., Shukla A., Khare M.: Performance and emissions of natural gas fuelled internal combustion engine: A review. *Journal of Scientific & Industrial Research*, Vol. 64, May 2005, p. 333-338.
- [3] Bielaczyc P., Świątek A.: Clean and energy efficient vehicle powertrains and fuels – from today to 2030 vision. "Environment Friendly Surface Transport" PolSCA Meeting, Brussels, 10.04.2008.
- [4] Bielaczyc P., Szczotka A., Swiatek 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. Journal Fuels Lubr.* 5(2):2012, doi:10.4271/2012-01-1095. 2012 SAE International World Congress, Detroit, USA.
- [5] Bielaczyc P.: IC Engine Test Method Development Regarding Emissions, Alternative Fuels, Lubricants and Future Trends. 2nd International Exhaust Emissions Symposium. Symposium Proceedings on CDROM, 26/27 May 2011, ISBN 978-83-931383-1-9.
- [6] Bielaczyc P., Szczotka A.: An analysis of exhaust emissions from vehicle fuelled with CNG. Materiały VI międzynarodowej konferencji naukowej "Silniki gazowe 2003", Częstochowa-Szczyrk, 2-6.06.2003, Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej, 155, Mechanika 25.
- [7] Bielaczyc P., Szczotka A., Wojnarowicz M.: Analysis of the exhaust emissions and performance of a modern vehicle fuelled with petrol and CNG alternatively. FISITA Paper F2010-A-133, FISITA World Automotive Congress, Budapest 2010.
- [8] Bielaczyc P.: An analysis of CNG fuelling influence on the reduction of exhaust emissions from motor vehicles. Proceedings of the 3rd IMechE Conference on Total Vehicle Technology, University of Sussex, Brighton, UK, 26-27 April 2004.
- [9] Borderlanne O., Montero M., Bravin F. et al.: Biomethane CNG Hybrid: a reduction by more than 80% of the greenhouse gases emissions compared to gasoline. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 3, Issue 5, October 2011, p. 617-624.
- [10] Checkel D., Dhaliwal B.: Tailpipe Emissions Comparison Between Propane and Natural Gas Forklifts, CEC/ SAE International Spring Fuels & Lubricants Meeting, 2000, Paper No. 2000-01-1865.
- [11] Commission of the European Communities: Communication from the Commission to the European parliament, the Council, the Economic and Social Committee and the Committee of the Regions on alternative fuels for road transportation and on a set of measures to promote the use of biofuels. COM (2001) 547 final, Brussels, 7.11.2001.
- [12] Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport. Official Journal of the European Union, L 123/42, 17.5.2003.
- [13] Council Directive 2003/96/EC of 27 October 2003 restructuring the Community framework for the taxation of energy products and electricity. Official Journal of the European Union L 283/51, 31.10.2003.
- [14] Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. Official Journal of the European Union L 171/1, 29.6.2007, Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 Official Journal of the European Union L 199/1, 28.7.2008, Commission Regulation (EU) No 566/2011 of 8 June 2011 amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council and Commission Regulation (EC) No 692/2008, Official Journal of the European Union L 158/1, 16.6.2011, Commission Regulation (EU) No 459/2012 of 29 May 2012 amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council and Commission Regulation (EC) No 692/2008 as regards emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 6), Official Journal of the European Union L 142/16, 1.6.2012.
- [15] Forster P., Bauerle P., Kroger K., Langer W., Thurso J.: Erdgas Bifuel-Motronic für zukunftsorientierte CNG-Fahrzeugkonzepte. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug – und Motorentechnik 2004. Proceedings. Aachen, Germany 2004.
- [16] Karavalakis G., Durbin T., Villela M., Miller W.: Air pollutant emissions of light duty vehicles operating on various natural gas compositions. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 4, January 2012, p. 8-16.
- [17] Kinnunen T., Jahkola O., Del Re S., Moreno A., Kallinen K.: Catalytic Solutions for Emission Control of Natural Gas Vehicles. ECOCAT (not published).
- [18] Semin R.A.B.: A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Automotive Fuel for Internal Combustion Engines. *American J. of Engineering and Applied Sciences* 1 (4): 302-311, 2008, ISSN 1941-7020.
- [19] Smyth G., Lippert A.M.: The Drive for Energy Diversity and Sustainability: The Impact on Transportation Fuels and Propulsion System Portfolios. 28th International Vienna Motorsymposium 2007.
- [20] Suga T., Muraishi T., Brachmann T., Yatabe F.: Potential of Natural Gas Vehicle as EEV. SAE Technical Paper 2000-01-1863.
- [21] Szczotka A., Bielaczyc P., Woodburn J.: The evolution of automotive fuels and fuel test methods in response to emissions and GHG legislation. 2nd International Exhaust Emissions Symposium. Symposium Proceedings on CDROM, 26/27 May 2011, ISBN 978-83-931383-1-9.
- [22] Warnecke W., Wilbrand K., Scholey H.: The Drive for Energy Independence in the Next Decades – Fuels for the Future. 28th International Vienna Motor Symposium 2007.
- [23] Zhang C-H, Xie Y-L, Wang F-S, Ma Z-Y, Qi D-H, Qiu Z-W: Emission comparison of light-duty in-use flexible-fuel vehicles fuelled with gasoline and compressed natural gas based on the ECE 15 driving cycle. *Proc. IMechE Vol. 225 Part D: Journal of Automobile Engineering* 2011 255:90.

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



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



The assessment of the possibilities of improvement of the extraction evenness in multicyclone dedusters fitted in special vehicles

A modification of the structure of the dust collector has been made through partitioning of its chamber into separate dedusting channels to which a number of cyclones was assigned. Using the model of the dust collector a preliminary selection of the heights h_1, h_2, \dots, h_i , at the intake was made of the individual channels of the dust collector sections to ensure identical flow resistance of the airstream through these channels. The model investigations of the sections of the dust collector were verified in flow investigations. The values of the stream was measured extracted from individual cyclones for several variants of the dust collector. An assessment of the improvement of the dedusting efficiency from individual cyclones has been performed.

Key words: combustion engines, air filtration, multicyclone, dust collector, extraction efficiency

Badania możliwości poprawy równomierności odsysania pyłu z osadnika multicyklonu filtru powietrza pojazdu specjalnego

W artykule opisano zmianę formy konstrukcyjnej osadnika pyłu przez podział komory osadnika pyłu na odizolowane od siebie kanały odsysania, którym przyporządkowano określoną liczbę cyklonów. Wykorzystując model osadnika pyłu, dokonano wstępnego doboru wysokości na wylocie h_1, h_2, \dots, h_i , kolejnych kanałów odsysających segmentu osadnika pyłu pod względem jednakowych oporów przepływu strumieni powietrza przez kanały. Badania modelowe segmentu osadnika pyłu zweryfikowano podczas badań przepływowych. Pomierzono wartości strumieni powietrza odsysanego z pojedynczych cyklonów dla kilku wariantów osadnika pyłu. Dokonano oceny poprawy równomierności odsysania pyłu z pojedynczych cyklonów multicyklonu filtru powietrza.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, filtracja powietrza, multicyklon, osadnik pyłu, równomierność odsysania

1. Introduction

Vehicle engines operated in heavily dusted conditions (exceeding 1 g/m^3) are fitted with dual stage filter where the first stage of the air cleaning are multicyclones that are composed of several filter elements (individual cyclones) in a parallel configuration. The dust separated in each of the cyclones is accumulated in a common dust collector (container) and subsequently it is eliminated through continuous extraction.

Dust extraction from the dust collector significantly increases the dedusting efficiency. While maintaining identical flow criteria and extraction rate the performance of the multicyclone (dedusting efficiency) as a whole are much worse, sometimes up to 10% as compared to a single cyclone [1 – 4, 9]. Numerous experiments have shown that the simplest solution of directing the dust from the multicyclone deduster to a common dust collector from which the stream is extracted through one or two outlets results in a significant drop in the deduster efficiency. The reason for the drop in the efficiency of the multicyclones is the uneven distribution of gas to the individual cyclones caused by backflows.

The basic reason for the unevenness of the airstream extracted from the individual cyclones is different flow resistance of these airstreams inside the dust collector on the line cyclone – extraction pipe. This results from different lengths of the said lines determined by the location of the cyclone against the pipe and the interaction of the walls of the dust collector and the streams extracted close to the cyclones.

1. Wstęp

Silniki pojazdów mechanicznych eksploatowanych w warunkach dużego zapylenia powietrza (najczęściej powyżej 1 g/m^3) wyposaża się w filtry dwustopniowe, w których pierwszym stopniem oczyszczania powietrza są multicyklony będące zespołami składającymi się z kilku do kilkadziesiątu elementów filtracyjnych (cyklonów) połączonych równolegle. Odseparowany w każdym z pojedynczych cyklonów pył jest gromadzony we wspólnym kolektorze (pojemniku), zwanym osadnikiem pyłu, skąd następnie jest usuwany najczęściej przez ciągłe odsysanie.

Zastosowanie odsysania pyłu z osadnika powoduje zauważalny wzrost jego skuteczności odpylania. Przy zachowaniu jednakowych kryteriów przepływu i tym samym jednakowym stopniu odsysania, osiągi multicyklonu (skuteczność odpylania) jako całości bywają jednak znacznie gorsze, niekiedy o około 10% w stosunku do pojedynczego cyklonu [1 – 4, 9], z których jest on zbudowany. Liczne doświadczenia wykazały, że najprostsze rozwiązanie odprowadzania zanieczyszczeń z odpylacza multicyklonowego do jednego, wspólnego dla wszystkich cyklonów osadnika, z którego strumień odsysany jest dwoma lub jednym króćcem, powoduje wyraźny spadek skuteczności odpylacza. Przyczyną spadku efektywności odpylania multicyklonów jest nierównomierny rozdział gazu na poszczególne cyklony, spowodowany zwrotnymi przepływami.

Zasadniczą przyczyną nierównomierności strumieni odsysających z poszczególnych cyklonów jest zróżnicowanie

Another reason may be the mutual interaction of the swirled streams flowing out of multiple cyclones to the common dust collector. A simple conclusion follows: the system of dust extraction to a common dust collector does not ensure identical extraction rate from each cyclone in a multicyclone system, hence the need to seek better solutions related to the dust extraction. One of the solutions has been shown on the example of an extraction system in a multicyclone of an air cleaner (special vehicle BWP-1).

A general design of the multicyclone of a BWP-1 air cleaner is quite simple. On a rectangular plate (Fig. 1) i.e. the upper part of the dust collector, cyclones are fitted horizontally in three columns. The BQP-1 multicyclone is built of 39 (three columns, 13 cyclones) horizontally fitted reverse cyclones with a tangent intake of the inner diameter of $D = 35$ mm.

The dust collector of the multicyclone is a hollow chamber formed into a flat cuboid whose bottom is slightly skewed lengthwise. The dust extraction is realized at a single point

oporów przepływu tych strumieni w osadniku odpylacza, na odcinku cyklon – króciec odsysania. Wynika ono przede wszystkim z niejednakowych długości wspomnianych odcinków, zdeterminowanych położeniem cyklonu względem króćca oraz oddziaływaniem ścian osadnika na strumienie odsysane położonych w ich pobliżu cyklonów. Innym powodem może być wzajemne oddziaływanie zawirowanych strumieni wypływających z wielu cyklonów do wspólnego osadnika pyłu. Nasuwa się stąd prosty wniosek, że system odprowadzania zanieczyszczeń do jednego wspólnego osadnika nie zapewnia jednakowego stopnia odsysania z każdego cyklonu wchodzącego w skład multicyklonu. Wynika z tego konieczność poszukiwania doskonalszych rozwiązań sposobu odprowadzenia strumienia odsysania. Jeden ze sposobów pokazano na przykładzie systemu odsysania pyłu z multicyklonu filtru powietrza pojazdu specjalnego BWP-1.

Ogólna konstrukcja multicyklonu filtru powietrza BWP-1 jest prosta. Na prostokątnej płycie (rys. 1), będącej górną ścianą osadnika pyłu umocowane są cyklony, rozmieszczone poziomo w trzech kolumnach. Multicyklon BWP-1 zbudowany jest z 39 (trzy kolumny po 13 cyklonów), poziomo zamocowanych cyklonów zwrotnych z wlotem stycznym o średnicy wewnętrznej $D = 35$ mm.

Osadnik pyłu multicyklonu jest pustą wewnątrz komorą o kształcie zbliżonym do płaskiego prostopadłościanu, którego dno jest lekko skośne na całej jego długości. Odsysanie pyłu realizowane jest punktowo jednym króćcem umieszczonym na ścianie czołowej osadnika pyłu multicyklonu (rys. 1). Cyklony względem otworu wylotowego króćca odsysania są rozmieszczone w różnej odległości. Ostatni cyklon znajduje się w odległości 12 razy większej niż cyklon położony najbliżej otworu wylotowego króćca odsysania. Ma to duży wpływ na wartość strumienia odsysania z poszczególnych cyklonów (rys. 2).

Z analizy przedstawionych na rysunku 2 charakterystyk wynika, że największe wartości strumieni odsysanych Q_{sc} z cyklonów górnej kolumny multicyklonu występują, niezależnie od wartości głównego strumienia odsysania Q_{sp} dla cyklonów znajdujących

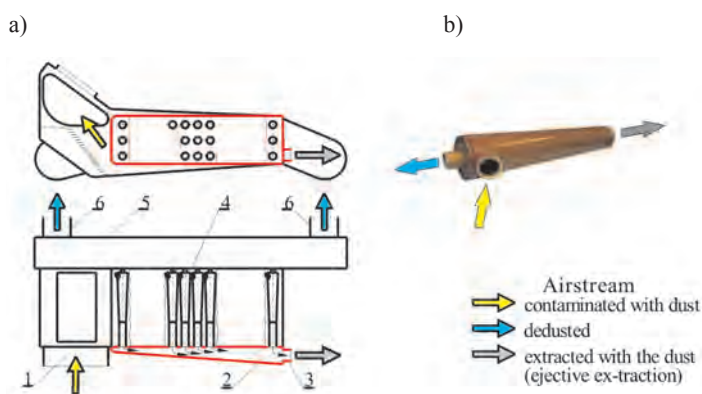


Fig. 1. Functional schematics of the air cleaner in a BWP-1 special vehicle: a) location of the dust collector, b) a cyclone in the multicyclone system, 1 – air intake pipe, 2 – dust collector in a multicyclone, 3 – extraction pipe, 4 – multicyclone, 5 – main collector, 6 – air outlet pipe

Rys. 1. Schemat funkcjonalny filtru powietrza pojazdu specjalnego BWP-1: a) lokalizacja osadnika pyłu, b) cyklon multicyklonu, 1 – króciec wlotowy powietrza, 2 – osadnik pyłu multicyklonu, 3 – króciec odsysania, 4 – multicyklon, 5 – kolektor zbiorczy, 6 – króciec powietrza wylotowego

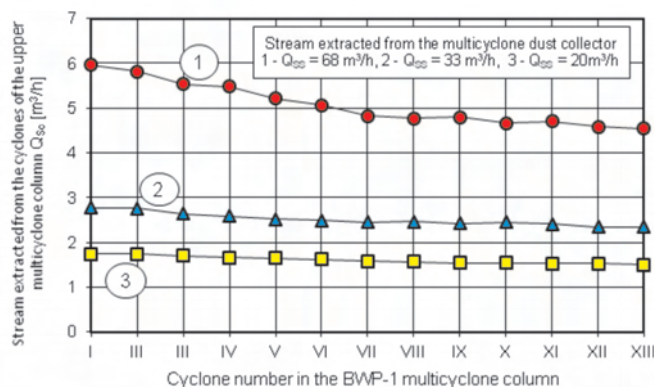
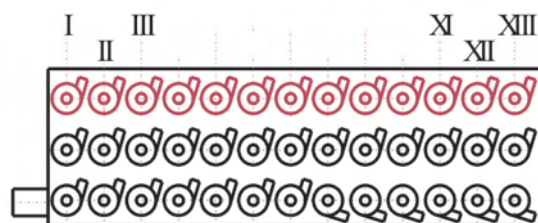


Fig. 2. Values of the streams Q_{sc} extracted from the individual cyclones of the upper column of the multicyclone (BWP-1)

Rys. 2. Wartości strumieni odsysanych Q_{sc} z pojedynczych cyklonów górnej kolumny multicyklonu BWP-1



through a pipe on the front wall of the multicyclone (Fig. 1). The Cyclones are located at different distances from the extraction pipe. The last cyclone in the row is located at a distance that is 12 times greater than the cyclone closest to the extraction pipe. This significantly influences the extraction from the individual cyclones (Fig. 2).

From the characteristics presented in Fig. 2 it results that the greatest values of the streams QSC extracted from the cyclones of the upper column of the multicyclone are in the range of $Q_{SC} = 1.83 \div 6.4 \text{ m}^3/\text{h}$, irrespective of the value of the main extraction stream Q_{SF} , for the cyclones that are the closest to the extraction pipe of the dust collector of the multicyclone. As the distance of the cyclone location grows a systematic drop in the extraction stream Q_{SC} takes place and for cyclone XIII the Q_{SC} streams assume values in the range $Q_{SC} = 1.42 \div 4.32 \text{ m}^3/\text{h}$ i.e. more than 30% lower. This clearly impacts the efficiency of the cyclone dedusting.

In order to better monitor the test results the values of Q_{SC} for the subsequent cyclone of the column and for the same main extraction stream Q_{SS} have been connected with straight lines. Ensuring identical values of the streams extracted from all multicyclones requires a modification of the whole system, particularly the dust collector.

2. The concept of dedusting from a multicyclone

In order to ensure an even extraction from the individual cyclones of the multicyclone the most appropriate seems the modification of the structure of the multicyclone dust collector through partitioning of the collector space into sections and each section into independent isolated extraction channels that should be assigned to groups of individual cyclones [5, 7, 8]. Schematics of such partitioning of the dust collector into sections and the sections into extraction channels (for the BWP-1 vehicle) has been shown in Fig. 3.

The dust collector chamber of the multicyclone has been partitioned into three identical and independent sections S of width a. Each has been assigned a column of 13 cyclones (I, II, III, ..., XII, XIII). The section can have different numbers of extraction channels and each can have a different number of cyclones assigned. The chambers of the dust collectors of the sections (Fig. 3) have been divided with horizontal (parallel against one another and against the bottom) partitions into four separate extraction channels of different heights h_1, h_2, h_3, h_4 . The basic problem when dividing the chamber of the dust collector of each section into the extraction channels is to set the horizontal partitions on appropriate heights h_1, h_2, \dots, h_i . To this end the authors developed a calculation algorithm that allows an initial selection of the heights at the outlet h_1, h_2, \dots, h_i , of the subsequent extraction channels of the dust collector so that identical flow resistance of the air through the channels is maintained [5, 7, 8]. The final selection of the number and height h_1, h_2, \dots, h_i had to be made during experimental research on a separate section of the multicyclone fitted in the BWP-1 vehicle.

się najbliższej otworu wylotowego króćca odsysania osadnika pyłu multicyklonu i zawierają się w zakresie $Q_{SC} = 1,83 \div 6,4 \text{ m}^3/\text{h}$. Wraz z oddalaniem się położenia cyklonów od tego miejsca następuje systematyczny spadek strumieni Q_{SC} i dla cyklonu nr XIII strumienie Q_{SC} przyjmują wartości w zakresie $Q_{SC} = 1,42 \div 4,32 \text{ m}^3/\text{h}$, a więc o ponad 30% mniejsze. Ma to niewątpliwie wpływ na skuteczność odpylania cyklonów.

W celu lepszego śledzenia wyników badań wartości Q_{SC} dla kolejnych cyklonów kolumny i dla tego samego głównego strumienia odsysania Q_{SS} połączono liniami prostymi. Zapewnienie jednakowych wartości strumieni odsysających ze wszystkich minicyklonów wymaga wykonania modyfikacji układu odsysania zanieczyszczeń, a w szczególności osadnika pyłu.

2. Koncepcja układu odsysania pyłu z multicyklonu

Dla zapewnienia równomiernego odsysania strumieni z pojedynczych cyklonów multicyklonu najbardziej odpowiedni wydaje się sposób polegający na zmianie struktury osadnika pyłu multicyklonu, przez podział przestrzeni osadnika przegrodami na segmenty, a segmentu na niezależne, odizolowane od siebie kanały odsysania, którym należy przyporządkować określone grupy pojedynczych cyklonów [5, 7, 8]. Schemat ideowy podziału osadnika multicyklonu pojazdu specjalnego BWP-1 na segmenty, a segmentu na kanały odsysania przedstawiono na rys. 3.

Komorę osadnika pyłu multicyklonu podzielono na szerokości ścianami wewnętrznymi (przegrodami) na trzy jednakowe i niezależne części (segmenty S) o szerokości a. Każdemu przyporządkowano kolumnę 13 (I, II, III, ... XII, XIII) cyklonów, co stanowi segment. Segment może zawierać różne liczby kanałów odsysania, a do każdego może być przypisana inna liczba cyklonów. Komory osadników segmentów (rys. 3) podzielono poziomymi (równoległymi do siebie i do dna osadnika) przegrodami na cztery odrębne kanały odsysania o różnych wysokościach h_1, h_2, h_3, h_4 . Podstawowym problemem przy podziale komory osadnika segmentu na kanały odsysania jest ustawienie poziomych

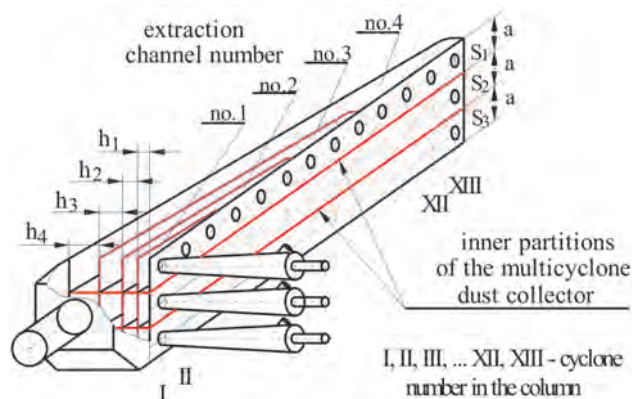


Fig. 3. Schematics of the dust collector partitioning in the multicyclone of the air cleaner [7]

Rys. 3. Schemat ideowy podziału osadnika pyłu multicyklonu filtru powietrza na segmenty [7]

3. The range and methodology of the flow investigations

The aim of the flow investigations was the experimental evaluation of the proposed concept of modification of the inner structure of the section of the dust collector in a multicyclone system (BWP-1) in order to obtain an improvement in the efficiency of the extraction from individual cyclones, which should positively influence the dedusting efficiency of the multicyclone.

The investigations determined the values of the streams Q_{SC} extracted from individual cyclones of the separated section (column) of a multicyclone in the air cleaner. The tests were performed under conditions in which the extraction stream Q_{SS} flows through the dust collector with the extraction rate $m_0 = 4, 8$ and 16% and engine air demand Q_{SII} corresponding to the engine speed of the maximum power.

In order to determine the values of the streams Q_{SC} extracted from the individual cyclones of a section in the multicyclone deduster an indirect method was used that consisted in measuring of the intake stream Q_{OC} to the cyclone (which, if the cyclone outlet stream is $Q_{GC} = 0$, assumes the value of $Q_{OC} = Q_{SC}$ [6, 7]). Such a case takes place when the outlet holes from all the cyclones are closed and the stream Q_{SS} is extracted from the section of the dust collector that is the sum of the Q_{SC} streams from the individual cyclones.

$$Q_{SS} = \sum_{j=1}^J Q_{SC} \quad (1)$$

where: I, II, III, ..., j, ..., J – subsequent number of the cyclone in the column.

Stream Q_{SS} extracted from the dust collector of a multicyclone was determined from the relation:

$$Q_{SS} = \frac{Q_{SF}}{m_s} \quad (2)$$

where: m_s – the number of sections into which the dust collector was partitioned, Q_{SS} – stream extracted from the dust collector of a multicyclone determined for the engine speed of the engine maximum power n_N and the extraction rate $m_0 = 4, 8$ and 16% .

The flow investigations of the dust collector section of the BWP-1 multicyclone consisting in the measurement of the values of the streams Q_{SC} extracted from the individual cyclones was carried out in two stages on a special test stand whose schematics has been shown in Fig. 4.

The values of the streams Q_{SC} extracted from the individual cyclones were determined indirectly through the measurement of the air velocity in the measurement channel in the known cross-section A_p . For this a special measurement system was used (Fig. 5) whose basic element was a fan probe of the Testo-400 device placed in a cylindrical measurement channel of diameter d_c .

przegród na odpowiednich wysokościach h_1, h_2, \dots, h_i . W tym celu wykorzystano opracowany algorytm obliczeń, który umożliwia wstępny dobór wysokości na wylocie h_1, h_2, \dots, h_i kolejnych kanałów odsysających segmentu osadnika pyłu pod względem jednakowych oporów przepływu strumieni powietrza przez kanały [5, 7, 8]. Ostateczny dobór liczby i wysokości h_1, h_2, \dots, h_i kanałów należy przeprowadzić podczas badań eksperymentalnych wydzielonego segmentu multicyklonu. Badania takie wykonano dla segmentu multicyklonu filtru powietrza pojazdu specjalnego BWP-1.

3. Zakres i metodyka badań przepływowych

Celem badań przepływowych była eksperymentalna ocena zaproponowanej koncepcji zmian struktury wewnętrznej segmentu osadnika pyłu multicyklonu filtru powietrza pojazdu specjalnego BWP-1 ze względu na poprawę równomierności odsysania z pojedynczych cyklonów, co pozytywnie powinno wpłynąć na skuteczność odpylania multicyklonu.

Zakres badań obejmował określenie wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów wydzielonego segmentu (kolumny) multicyklonu filtru powietrza. Badania wykonano w warunkach, gdy przez osadnik multicyklonu przepływa kolejno strumień odsysania Q_{SS} o wartościach odpowiadających stopniu odsysania $m_0 = 4, 8$ i 16% i zapotrzebowaniu powietrza przez silnik Q_{SII} przy prędkości obrotowej mocy maksymalnej.

Do określenia wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów segmentu osadnika multicyklonu filtru powietrza wykorzystano metodę pośrednią polegającą na pomiarzeniu wartości strumienia wlotowego Q_{OC} do cyklonu, który dla przypadku, gdy strumień wylotowy z cyklonu $Q_{GC} = 0$ przyjmuje wartość $Q_{OC} = Q_{SC}$ [6, 7]. Przypadek taki zaistnieje wtedy, kiedy otwory wylotowe z wszystkich cyklonów segmentu zostaną zasłonięte, a z osadnika pyłu segmentu odsysany jest strumień Q_{SS} będący sumą strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów – wzór (1), gdzie: I, II, III, ..., j, ..., J – numer kolejny cyklonu w kolumnie.

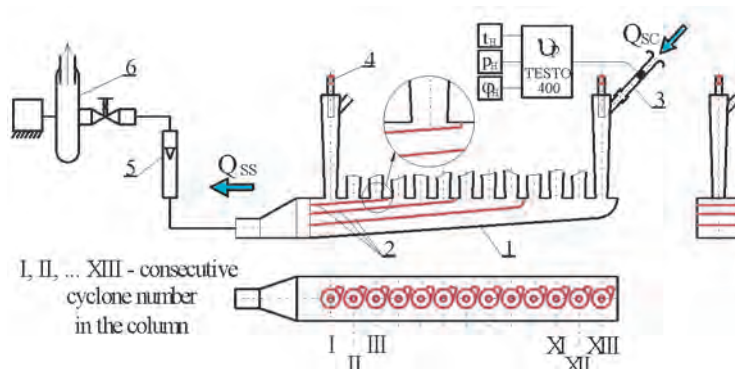


Fig. 4. Schematics of the test stand for the measurement of the streams Q_{SC} extracted from individual cyclones of the sections of the dust collector: 1 – bottom of the dust collector section, 2 – partitions dividing the sections of the dust collector into channels, 3 – extraction stream measurement system, 4 – plug, 5 – rotameter, 6 – extraction fan

Rys. 4. Schemat stanowiska do pomiaru strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów segmentu osadnika pyłu: 1 – dno segmentu osadnika pyłu, 2 – przegrody dzielące komorę osadnika na kanały, 3 – układ pomiarowy strumienia odsysania, 4 – korek zamykający, 5 – rotometr, 6 – wentylator ssawny

Due to the specific design of the cyclones in the BWP-1 multicyclone the outlet of the cylindrical measurement channel was extended with a conical connecting channel and the outlet of this channel was shaped so as to fit the elliptical cross-section A_0 of the cyclone intake pipe (Fig. 5).

For the set value of the main extraction stream Q_{SS} the measuring system was connected to the intake pipes of the tested cyclones. For each cyclone every 10 seconds 7 values of the flowing air v_{pjk} were recorded out of which an average \bar{v}_{pjk} was calculated. The values of the air stream flowing through the pipe was calculated from the relation:

$$Q_{SCjk} = \bar{v}_{pjk} \cdot A_p \quad (3)$$

where: A_p – cross-section area of the cylindrical measurement system.

The values of the streams Q_{SC} extracted from the individual cyclones of the sections of the multicyclone dust collector were measured before and after the internal structure of the dust collector had been modified through partitioning into the extraction channels. Based on these results the authors assessed the improvement of the extraction efficiency caused by the dust collector partitioning into sections and channel partitioning into extraction channels.

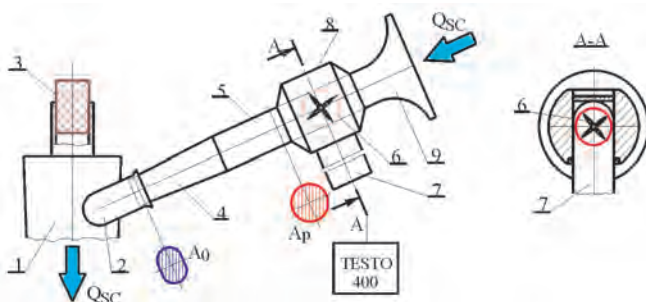


Fig. 5. Schematics of the system for the measurement of the streams Q_{SC} extracted from the individual cyclones of the BWP-1 dust collector sections: 1 – cyclone block, 2 – plug, 3 – intake pipe to the cyclone, 4 – connecting channel, 5 – measurement channel, 6 – fan probe, 7 – probe jib, 8 – casing of the fan probe head, 9 – intake lemniscate

Rys. 5. Schemat układu do pomiaru strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów segmentu osadnika pyłu multicyklonu BWP-1: 1 – kadłub cyklonu, 2 – korek, 3 – króciec wlotowy cyklonu, 4 – kanał łączący, 5 – kanał pomiarowy, 6 – wiatraczek sondy, 7 – wysięgnik sondy, 8 – obudowa głowicy sondy wiatraczkowej, 9 – lemniskata wlotowa

4. Analysis of the results

In the first stage the values were evaluated of the streams Q_{SC} extracted from the individual cyclones of the column in a section with the original dust collector.

In the second stage the authors measured the streams Q_{SC} extracted from the same individual cyclones of a section where the modification of the internal structure of the dust collector had been made – the chamber was partitioned

Strumień odsysania Q_{SS} z osadnika segmentu multicyklonu określano z zależności (2), gdzie: m_s – liczba segmentów na ile został podzielony osadnik pyłu multicyklonu, Q_{SS} – strumień odsysania z osadnika multicyklonu określony dla prędkości obrotowej mocy maksymalnej n_N silnika oraz stopnia odsysania $m_0 = 4, 8$ i 16% .

Badania przepływowe segmentu osadnika pyłu multicyklonu BWP-1 polegające na pomiarze wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów przeprowadzono w dwóch etapach na specjalnym stanowisku, którego schemat przedstawiono na rys. 4.

Wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów określano pośrednio przez pomiar prędkości przepływu powietrza w kanale pomiarowym w przekroju o znanym polu powierzchni A_p . W tym celu zastosowano specjalny układ pomiarowy (rys. 5), w którym podstawowym elementem jest sonda wiatraczkowa przyrządu Testo-400, umieszczona w cylindrycznym kanale pomiarowym o średnicy d_c .

Z uwagi na specyficzną konstrukcję cyklonów multicyklonu BWP-1 wylot cylindrycznego kanału pomiarowego sondy przedłużono stożkowym kanałem łączącym, a otwór wylotowy tego kanału ukształtowano tak, aby pasował do eliptycznego przekroju A_0 otworu króćca wlotowego cyklonu – rys. 5.

Dla ustalonej wartości głównego strumienia odsysania Q_{SS} dołączano kolejno do otworów króćców wlotowych badanych cyklonów układ pomiarowy. Dla każdego cyklonu w odstępach co 10 sekund rejestrowano 7 wartości prędkości przepływającego powietrza v_{pjk} , z których wyznaczano średnią \bar{v}_{pjk} . Wartość strumienia powietrza przepływającego przez króciec określano z zależności (3), gdzie: A_p – pole przekroju poprzecznego cylindrycznego kanału pomiarowego.

Zmierzono wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów segmentu osadnika pyłu, w którym dokonano zmiany struktury wewnętrznej osadnika poprzez podział na kanały odsysania, i przed tą zmianą. Na ich podstawie oceniono poprawę równomierności odsysania, jaką powoduje podział komory osadnika pyłu multicyklonu na segmenty i podział komory osadnika na kanały odsysania.

4. Analiza wyników badań

W pierwszym etapie określono wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z pojedynczych cyklonów kolumny segmentu z osadnikiem pyłu w wersji oryginalnej.

W drugim etapie pomierzono wartości strumieni odsysanych Q_{SC} z tych samych pojedynczych cyklonów segmentu, w którym dokonano zmiany struktury wewnętrznej komory osadnika pyłu – podzielono komorę osadnika na kanały odsysania o wysokościach h_1, h_2, h_3, h_4 wynikających z obliczeń numerycznych i z odpowiednim, ustalonym wcześniej, przyporządkowaniem cyklonów. W tym etapie badano kolejne zmiany konstrukcyjne segmentu osadnika pyłu multicyklonu BWP-1, oznaczając je kolejno A, B, C, aż do uzyskania zadowalającej równomierności odsysania.

Wariantem A wyjściowym segmentu był osadnik pyłu, którego komorę podzielono na cztery kanały odsysania

into extraction channels of the heights h_1, h_2, h_3, h_4 resulting from the calculations with a preset cyclone assignment. At this stage further design modifications of the section of the BWP-1 multicyclone dust collector were tested and marked A, B, C until satisfactory extraction efficiency was obtained.

The output variant A of the section was a dust collector whose chamber was partitioned into four extraction channels of the heights at the outlet: $h_1 = 8.5 \text{ mm}, h_2 = 13 \text{ mm}, h_3 = 17 \text{ mm}, h_4 = 21.5 \text{ mm}$ (Fig. 6).

In the second stage the variants of the BWP-1 multicyclone dust collector section were tested as given in Table 1. The heights of the channels were determined through numerical calculations using the dust collector algorithm and calculation program presented earlier in the paper.

o wysokościach na wylocie: $h_1 = 8,5 \text{ mm}, h_2 = 13 \text{ mm}, h_3 = 17 \text{ mm}, h_4 = 21,5 \text{ mm}$ (rys. 6).

W drugim etapie badano warianty segmentu osadnika pyłu multicyklonu BWP-1 podane w tabeli 1. Wysokości kanałów określono numerycznie, wykorzystując prezentowany wcześniej algorytm i program obliczeniowy osadnika pyłu.

Zmiana struktury wewnętrznej komory osadnika pyłu (podział na kanały odsysania) spowodowała, że wartości strumieni odsysanych Q_{sc} z pierwszych trzech (I, II, III) cyklonów (kanał nr 1) są wyraźnie mniejsze (około 40%) niż przed wprowadzeniem kanałów odsysania (rys. 7).

Strumienie odsysane z kolejnych trzech (IV, V, VI) cyklonów – kanał nr 2, zbliżone są najbardziej wartościami do strumieni przed podziałem na kanały. W pozostałych cy-

Table 1. Variants of the BWP-21 multicyclone dust collector section
Tabela 1. Warianty osadnika pyłu segmentu multicyklonu BWP-1

Section variant/ wariant segmentu	Channel/kanał 1		Channel/kanał 2		Channel/kanał 3		Channel/kanał 4	
	number of cyclone/numer cyklonu	height/wysokość h_1 [mm]	number of cyclone/numer cyklonu	height/wysokość h_2 [mm]	number of cyclone/numer cyklonu	height/wysokość h_3 [mm]	number of cyclone/numer cyklonu	height/wysokość h_4 [mm]
A Partitions parallel to the bottom of the dust collector/przegrody równoległe do dna osadnika	I, II, III	8.5	IV, V, VI	13	VII, VIII, IX	17	X, XI, XII, XIII	21.5
B Partitions parallel to the upper wall of the dust collector/przegrody równoległe do górnej ściany osadnika	I, II, III	8.5	IV, V, VI	13	VII, VIII, IX	17	X, XI, XII, XIII	21.5
C Partitions parallel to the upper wall of the dust collector/przegrody równoległe do górnej ściany osadnika	I, II, III	10.5	IV, V, VI	13	VII, VIII, IX	16	X, XI, XII, XIII	20.5

The modification of the internal structure of the dust collector chamber (partitioning into extraction channels) led to a situation that the values of the streams Q_{sc} extracted from the first three (I, II, III) cyclones (channel 1) were clearly smaller (approximately 40%) than before the introduction of the extraction channels (Fig. 7).

The streams extracted from the following three (IV, V, VI) cyclones – channel 2 – are the closest to the values of the stream before partitioning into channels. In the outstanding cyclones (channels 3 and 4) a significant growth in

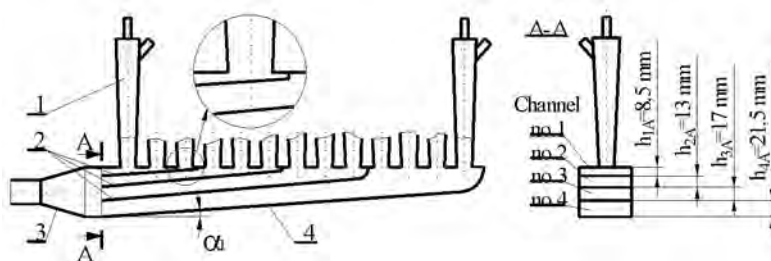


Fig. 6. Schematics of the BWP-1 multicyclone dust collector section as partitioned into extraction channels– variant A: 1 – cyclone, 2 – channel partitions, 3 – outlet manifold, 4 – bottom of the dust collector

Rys. 6. Schemat osadnika pyłu segmentu multicyklonu BWP-1 z podziałem na kanały odsysania – wariant A: 1 – cyklon, 2 – przegrody kanałów, 3 – kolektor wylotowy, 4 – dno osadnika

the values of the extracted streams Q_{sc} occurred as compared to the situation before the introduction of the channels. A significant variation occurred between the values of the streams extracted from the cyclones within a single extraction channel at the same value of the main extraction stream Q_{ss} . The greatest differences (more than 30%) occurred in the cyclones within channel 1. For the rest of the channels (2, 3, 4) the differences were on the level of 7%. The reasons for such a large difference among the streams Q_{sc} of the first and the third cyclones are the design of channel 1. Its height as a result of the positioning of the partition parallel to the skewed bottom of the dust collector decreases and in the final part, covering the outlet of the third cyclone, reaches a value of 1 mm. The same may be the reason for a small value of the stream Q_{sc} extracted from cyclone VI of channel 2. A lack of the chamber in channel 1 resulted in a very strong damping of the outflow of the streams from the final cyclones of this channel.

By positioning of the partition of channel 1 parallel lengthwise at a distance h_{1B} to the upper plate of the dust collector (variant B) a chamber of the height of $h_{1B} = 8.5$ mm was created (Fig. 8).

The outflow of the streams extracted from cyclones I, II and III is realized to a space of greater volume, which reduces the damping of the outflow of the streams from these cyclones. The partitions of the outstanding channels and the bottom of the dust collector were positioned parallel to the partition of the first channel maintaining the previous distance between them. As predicted, a decrease in the difference between the values of the streams extracted from the cyclones in channel 1 occurred. The changes in the values Q_{sc} occurring in the outstanding channels are insignificant (Fig. 9).

At the same value of the extraction stream Q_{ss} , there is still a great difference between the values of the streams

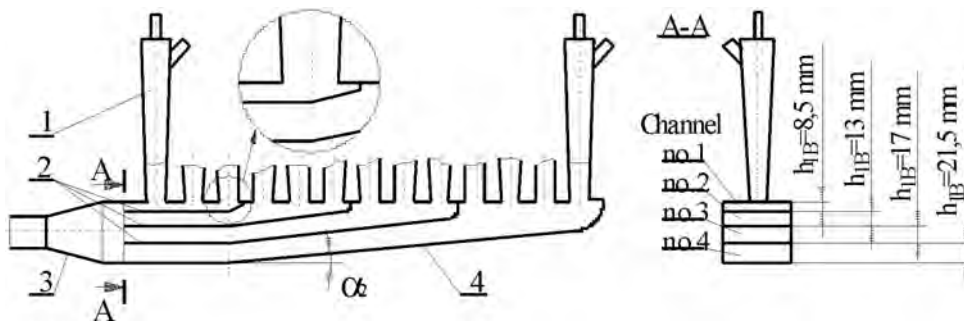


Fig. 8. Schematics of the BWP-1 multicyclone dust collector section – variant B: 1 – cyclone, 2 – channel partitions, 3 – outlet manifold, 4 – bottom of the dust collector

Rys. 8. Schemat osadnika pyłu segmentu multicyklonu BWP-1 – wariant B: 1 – cyklon, 2 – przegrody kanałów, 3 – kolektor wylotowy, 4 – dno osadnika

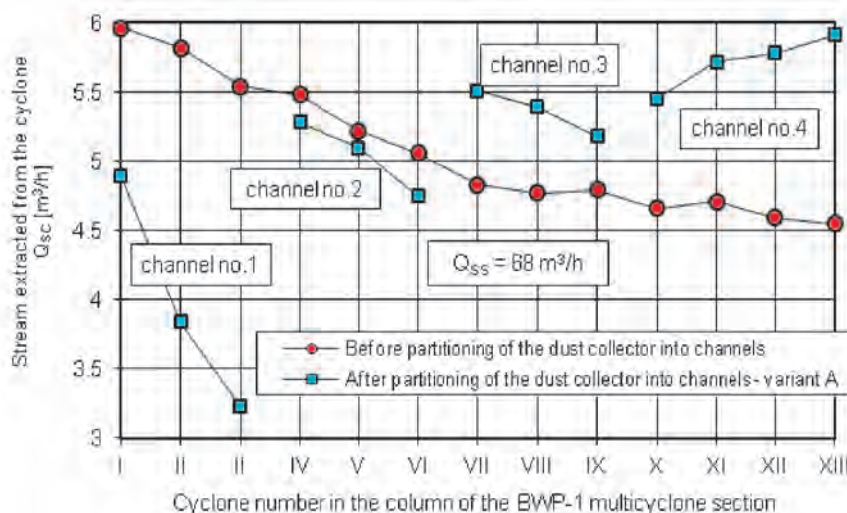


Fig. 7. The values of the streams Q_{sc} extracted from the individual cyclones of the section of the BWP-1 multicyclone dust collector with the collector chamber partitioned into extraction channels – variant A and before partitioning

Rys. 7. Wartości strumieni odsysanych Q_{sc} z pojedynczych cyklonów segmentu osadnika pyłu multicyklonu BWP-1 z komorą osadnika podzieloną na kanały odsysania – wariant A i przed podziałem

klonach (kanały nr 3 i nr 4) nastąpił znaczny wzrost wartości strumieni odsysanych Q_{sc} , w porównaniu z sytuacją przed wprowadzeniem kanałów. Wystąpiło duże zróżnicowanie, przy tej samej wartości głównego strumienia odsysania Q_{ss} , pomiędzy wartościami strumieni odsysanych z cyklonów w obrębie jednego kanału odsysającego. Największe różnice (ponad 30%) wystąpiły w cyklonach objętych kanałem nr 1. Dla pozostałych kanałów nr 2, 3, 4 różnice te kształtowały się na poziomie 7%. Przyczyny tak dużej różnicy między strumieniami Q_{sc} pierwszego i trzeciego cyklonu należy szukać w konstrukcji kanału nr 1. Jego wysokość, w wyniku równoległego ustawienia przegrody do skośnego dna osadnika, zmniejsza się i w końcowym odcinku, obejmującym wylot trzeciego cyklonu, ma wartość 1 mm. Ta sama przyczyna może być powodem małej wartości strumienia odsysania Q_{sc} z cyklonu nr VI kanału nr 2. Brak komory w kanale nr 1 spowodował bardzo silne tłumienie wypływu powietrza z ostatnich cyklonów tego kanału.

Ustawiając przegrodę kanału nr 1 równoległe na całej jego długości w odległości h_{1B} do górnej płyty osadnika pyłu (wariant B), utworzono komorę o wysokości $h_{1B} = 8.5$ mm (rys. 8).

Wpływ strumieni odsysania z cyklonów nr I, II i III odbywa się do przestrzeni o większej objętości, co zmniejsza tłumienie wypływu strumieni z tych cyklonów. Przegrody pozostałych kanałów oraz dno osadnika wykonano równoległe do przegrody pierwszego kanału, zachowując poprzednie odległości między nimi.

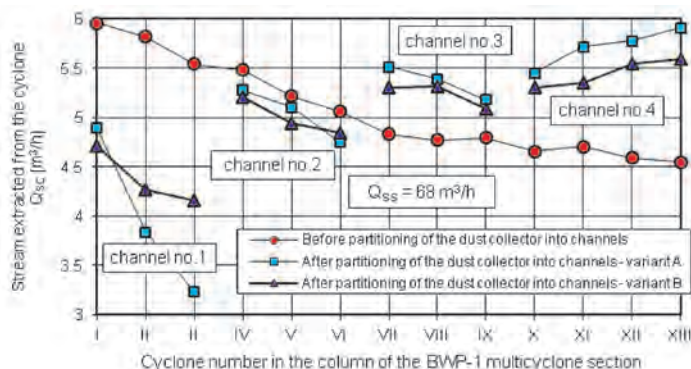


Fig. 9. The values of the streams Q_{sc} extracted from the individual cyclones of the BWP-1 multicyclone section with the chamber of the dust collector partitioned into extraction channels – variant C and before the partitioning

Rys. 9. Wartości strumieni odsysanych Q_{sc} z pojedynczych cyklonów segmentu multicyklonu BWP-1 z komorą osadnika pyłu podzieloną na kanały odsysania – wariant C i przed podziałem

extracted from the cyclones. The greatest values of the streams Q_{sc} occurred in the cyclone of channel 4 and the smallest in channel 1, which prompted a modification in this area. The modification of the cross-section area of channels 1, 3 and 4 through changing of their heights influenced the values of the flow resistance. Hence, (variant C) the height of channel 1 h_{1c} was increased by 2 mm and heights h_{3c} and h_{4c} of channels 3 and 4 were reduced by 1 mm. The height of channel 2 h_{2c} remained unchanged. The new channel heights were as follows: $h_{1c} = 10.5$ mm, $h_{2c} = 13$ mm, $h_{3c} = 16$ mm, $h_{4c} = 20.5$ mm.

The effects of the corrections introduced in the structure of the dust collector chamber have been presented in Fig. 10. A significant evenness was obtained (reduction of differences between the greatest and the smallest values of Q_{sc}) of the values of the streams extracted from the cyclones within one extraction channel. The differences for channel 1 did not exceed 5% and for the outstanding channels – 3%. A significant reduction of the differences between the streams extracted from the cyclones of the adjacent channels has also been achieved. The difference between channel 1 and 4 was 4%. The obtained results were deemed satisfactory and variant C of the dust collector-final.

The differences between the values of the streams Q_{sc} extracted from the cyclone within one extraction channel as well as the difference between the average values of the streams extracted from cyclones in the adjacent channels at the same value of the extraction stream Q_{ss} , did not exceed 4%.

As a result of the modification of the internal structure of the dust collector (partitioning into independent sections, and the sections into the extraction channels assigned to given groups of cyclones) the authors obtained an improvement of the extraction evenness – reduction of the differences between the greatest and the smallest of the streams Q_{sc} extracted from the individual cyclones of the multicyclone.

5. Conclusions

The applied methodology of the flow investigations of the separated section of the air cleaner multicyclone consisting

Nastąpiło, zgodnie z przewidywaniami, zmniejszenie różnic między wartościami strumieni odsysanych z cyklonów w kanale nr 1. Zaistniałe w pozostałych kanałach zmiany wartości strumieni Q_{sc} są nieistotne (rys. 9).

Występuje nadal duże zróżnicowanie, przy tej samej wartości strumienia odsysania Q_{ss} , pomiędzy wartościami strumieni odsysanych z cyklonów. Największe wartości strumieni Q_{sc} występują w cyklonach kanału nr 4, a najmniejsze – w kanale nr 1, co sugeruje ingerencję w tym obszarze. Zmiana pola przekroju poprzecznego kanałów nr 1, 3 i 4 przez zmianę ich wysokości wpłynie na wartości oporów przepływu. W tym celu zwiększono (wariant C) o 2 mm wysokość h_{1c} kanału nr 1 oraz zmniejszono odpowiednio o 1 mm wysokości h_{3c} i h_{4c} kanałów nr 3 i 4. Zachowano natomiast wysokość h_{2c} kanału nr 2. Nowe wysokości kanałów są więc następujące: $h_{1c} = 10.5$ mm, $h_{2c} = 13$ mm, $h_{3c} = 16$ mm, $h_{4c} = 20.5$ mm.

Efekty wprowadzonych korekt w strukturze komory osadnika przedstawiono na rys. 10. Uzyskano znaczną równomierność (zmniejszenie różnic między wartościami największą a najmniejszą Q_{sc}) wartości strumieni odsysanych z cyklonów w obrębie jednego kanału odsysania. Różnice te dla kanału nr 1 nie przekraczają 5%, a dla pozostałych – 3%. Uzyskano także znaczne zmniejszenie różnic między średnimi wartościami strumieni odsysanych z sąsiednich kanałach. Różnica ta między kanałem nr 1 a nr 4 wynosi 4%. Otrzymane wyniki uznano za zadowalające, a wykonany wariant C osadnika pyłu za ostateczną wersję.

Różnice między wartościami strumieni odsysanych Q_{sc} z cyklonów w obrębie jednego kanału odsysającego, jak i pomiędzy średnimi wartościami strumieni odsysanych z cyklonów w sąsiednich kanałach, przy tej samej wartości strumienia odsysania Q_{ss} , nie przekraczają 4%.

W wyniku przeprowadzonych zmian struktury wewnętrznej osadnika pyłu multicyklonu polegających na jego podziale na niezależne segmenty, a segmentu na kanały odsysania, którym przyporządkowano określone grupy cyklonów, uzyskano zwiększenie równomierności odsysania – zmniejszenie różnic między wartością największą a najmniejszą strumieni odsysanych Q_{sc} z pojedynczych cyklonów multicyklonu.

5. Podsumowanie

Zastosowana metodyka badań przepływowych wydzielonego segmentu multicyklonu filtru powietrza, polegająca na pomiarze wartości strumieni odsysania z pojedynczych cyklonów (będąca oryginalnym osiągnięciem autora) umożliwia skorygowanie wyznaczonych numerycznie wysokości h_1, h_2, \dots, h_i kanałów komory osadnika pyłu w zależności od liczby przyporządkowanych im pojedynczych cyklonów dla warunków wynikających z pracy filtru w zakresie strumienia powietrza wlotowego odpowiadającego zakresowi eksploatacyjnemu prędkości obrotowej silnika i dla wartości strumieni odsysania wynikających z przyjętego stopnia odsysania.

Zmiana struktury komory osadnika pyłu multicyklonu polegająca na jego podziale na segmenty, a komory osadnika

in the measurement of the streams extracted from the individual cyclones (author's own invention) allows a correction of the numerically determined heights h_1, h_2, \dots, h_i of the channels of the dust collector chamber depending on the number of assigned individual cyclones for the conditions of the operation of the air cleaner that reflect the operating engine speed range and for the value of the extracted stream resulting from the assumed extraction rate.

The modification of the structure of the chamber of the dust collector consisting in its partitioning into sections, and the chamber of the dust collector into independent, separated extraction channels resulted in a decrease of the differences (Fig. 10) between the values of the streams extracted from the individual cyclones from 3 to 5%, which should render the cyclone dedusting more efficient.

In the cyclones within the extraction channels, in which, for technical reasons, a creation of a chamber is impossible and the streams extracted from the cyclones flow directly into the outlet channel of low height (channel 1) there occur significant difficulties in obtaining identical values of the extraction streams from the cyclones. Such a channel can only be assigned a single row of cyclones. For such channels the number of cyclones should not exceed two.

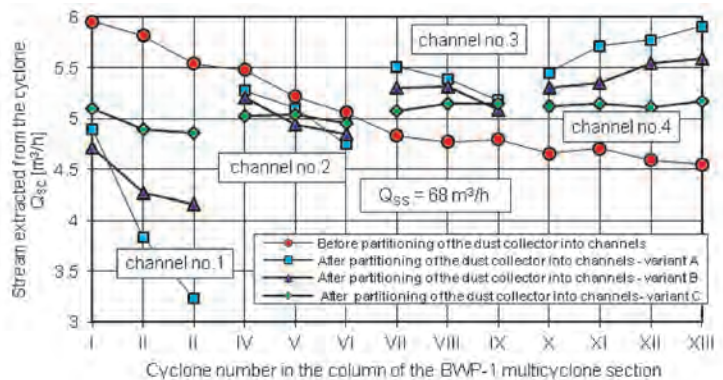


Fig. 10. The values of the streams Q_{sc} extracted from the individual cyclones of the BWP-1 multicyclone section with the chamber of the dust collector partitioned into extraction channels – variant C and before the partitioning

Rys. 10. Wartości strumieni odsysanych Q_{sc} z pojedynczych cyklonów segmentu multicyklonu BWP-1 z komorą osadnika pyłu podzieloną na kanały odsysania – wariant C i przed podziałem

segmentu na niezależne, odizolowane od siebie kanały odsysania powoduje zmniejszenie różnic, od 3 do 5% (rys. 10), między wartościami strumieni odsysanych z pojedynczych cyklonów, co powinno dawać większe wartości skuteczności odpylania cyklonów.

W cyklonach objętych kanałem odsysania, w których ze względów technicznych nie można wyodrębnić komory, a strumienie odsysania z cyklonów wpływają bezpośrednio do kanału wylotowego o małej wysokości (kanał pierwszy), występują duże trudności w uzyskaniu jednakowych wartości strumieni odsysania. Kanałowi temu należy przyporządkować tylko jeden rząd cyklonów. Dla pozostałych kanałów nie powinny być przypisane więcej niż dwa rzędy cyklonów.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych. MCNEMT, Radom 1991/92.
- [2] Cenrtisep Air Cleaner: Materiały informacyjne firmy PALL Corporation, USA 2004.
- [3] Dzierżanowski P., Miller Z.: Poszukiwania konstrukcyjnych sposobów podwyższenia skuteczności bezwładnościowego odpylacza płaskiego. Biuletyn WAT, XL, 9 (469), 1991.
- [4] Dzierżanowski P.: Bezwładnościowy odpylacz modułowy. Biuletyn WAT, XXXV, 2 (402), 1986.
- [5] Dziubak T.: Analiza możliwości poprawy równomierności odsysania pyłu z odpylacza multicyklonowego. Silniki Spalinowe nr 4/2011 (147).
- [6] Dziubak T.: Problemy usuwania pyłu z filtrów powietrza silników spalinowych pojazdów specjalnych. XIV Międzynarodowa Konferencja Komputerowe Systemy Wspomagania Nauki, Przemysłu i Transportu. Logistyka nr 6/2011.
- [7] Dziubak T.: Analiza procesu filtracji powietrza wlotowego do silników pojazdów specjalnych. Rozprawa habilitacyjna. WAT, Warszawa 2008.
- [8] Dziubak T.: Model osadnika pyłu multicyklonu filtru powietrza silnika pojazdu terenowego eksploatowanego w warunkach

dużego zapylenia powietrza. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, z. 2 (130) 2002.

- [9] Dziubak T.: Problemy odsysania pyłu z multicyklonu filtru powietrza silnika pojazdu mechanicznego eksploatowanego w warunkach dużego zapylenia powietrza. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, z. 1(125), 2001.
- [10] Mann+Hummel Air Cleaners: www.mann-hummel.com.

Tadeusz Dziubak, DSc., DEng. – Professor at the Faculty of Mechanics Military University of Technology, Warsaw, Poland.

Dr hab. inż. Tadeusz Dziubak – profesor na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.

e-mail: tdziubak@wat.edu.pl



Simulation of the combustion in a dual fuel engine with a divided pilot dose

The paper presents a simulation of the combustion process in a dual fuel engine fueled with natural gas and diesel oil with a divided fuel dose. Diesel fuel doses – the pilot and the extra dose were injected at different times and the combustion process was different in terms of dynamics and duration. The task of the additional fuel dose was to maintain combustion, which should lead to improved engine efficiency and better ecological features. Dynamometer tests have confirmed the initial assumptions.

Simulation studies have been conducted based on the original combustion model assuming different combustion of two different doses of diesel oil and natural gas. The parameters of the medium in the combustion chamber and the energy-related effect are a superposition of three separate fuel combustion processes of different combustion dynamics. The validation of the model was based on an SB3.1 engine test (engine operating under variable load and speed).

Simulation studies have shown a significant effect of the initiating dose and the injection angle of the additional dose on the engine combustion parameters. The conclusions from the simulation studies can be used for the adjustment of dual fuel engines fueled with natural gas and diesel oil.

Key words: dual fuel engine, divided dose, theoretical model, simulation of combustion

Symulacja procesu spalania w dwupaliwowym silniku z dzieloną dawką oleju napędowego

W artykule przedstawiono badania symulacyjne procesu spalania w dwupaliwowym silniku zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym z dzieloną dawką inicjującą. Dawki oleju napędowego: inicjująca i dodatkowa były wtryskiwane w różnym czasie, a ich proces spalania był zróżnicowany odnośnie do dynamiki i czasu. Zadaniem dawki dodatkowej było podtrzymanie procesu spalania mieszaniny gaz-powietrze, co powinno prowadzić do poprawy sprawności silnika i jego cech ekologicznych. Hamowniane badania wstępne potwierdziły te założenia.

Badania symulacyjne przeprowadzono, opierając się na autorskim modelu spalania, zakładającym zróżnicowany przebieg spalania dwu dawek oleju napędowego i gazu. Parametry czynnika w komorze spalania i efekt energetyczny są superpozycją trzech oddzielnych procesów spalania paliw o zróżnicowanej dynamice. Walidację modelu przeprowadzono na podstawie badań silnika SB3.1 pracującego w zmiennych warunkach obciążenia i prędkości obrotowej.

Badania symulacyjne wykazały istotny wpływ podziału dawki inicjującej oraz kąta opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej na parametry spalania silnika. Wnioski z badań symulacyjnych mogą być wykorzystane przy doborze regulacji dwupaliwowego silnika zasilanego gazem ziemnym i olejem napędowym.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, podział dawki, model teoretyczny, symulacja spalania

1. Introduction

The coming decade is forecasted to see a dynamic growth of natural gas fueling, particularly in a compressed form (above 20 MPa). European countries, including the EU member states, where the CNG fueling has been given high priority will contribute to this growth. The development of CNG fueling in the EU will be related to a preferential taxation system and support in the building of CNG fueling stations.

In medium sized traction engines used in transport of goods and passengers CNG fueling may be realized in two ways – through spark ignition or dual fueling. The dual fueling system preserves most of the positive features of a traditionally fueled diesel engine. The most important is its high efficiency as compared to spark ignition engines, which contributes to the energy saving policies and remains in line with the applicable legislative policy of many countries worldwide. What is also important is that a dual fuel engine, during a malfunction of the CNG system/or CNG fuel depletion, can be fueled only with diesel oil. This may

1. Wstęp

W nadchodzącej dekadzie będzie następował dynamiczny rozwój zasilania silników gazem ziemnym, głównie sprężonym do ciśnień powyżej 20 MPa. W rozwoju tym uczestniczyć będą kraje europejskie, w tym kraje Unii Europejskiej, w których zasilaniu gazem CNG nadano wysokie priorytety. Rozwój zasilania CNG w UE związany będzie z preferencyjnym systemem podatkowym i wspieraniem budowy sieci stacji tankowania.

W silnikach trakcyjnych średniej wielkości, stosowanych w transporcie towarowym i osobowym, zasilanie CNG może odbywać się w dwóch systemach – z zapłonem iskrowym lub z systemem dwupaliwowym. System dwupaliwowy pozwala zachować większość pozytywnych cech silnika ZS zasilanego tradycyjnie. Najważniejszą z nich jest wysoka sprawność, w stosunku do silnika z zapłonem iskrowym, przyczyniająca się do oszczędzania energii i zgodna z obecną polityką ustawodawczą wielu krajów. Istotne jest również to, że silnik dwupaliwowy przy awarii systemu gazowego lub braku gazu może pracować na samym oleju

be of paramount importance in the transitory period of CNG implementation in the market.

The decreasing efficiency at part loads is the basic problem of dual fuel diesel engines. This pushed the authors of this paper to embark on a research on the activation of the combustion of gas-air mixtures under part load conditions. In widely used common rail systems the activation of combustion was attempted through diesel fuel dose division. The authors assumed a diesel fuel dose division into two identical fuel doses injected at different times (constituting 20% of the total energy supplied in the engine work cycle). The first fuel dose was to initiate the combustion in a time resulting from earlier engine tests research. The second dose injected during active combustion was to maintain the fading combustion of the gas mixture.

The test results have confirmed the assumption on the positive impact of fuel dose division on the combustion process in a dual fuel engine, which, as a consequence, leads to an increase in the engine overall efficiency and an improvement of its ecological properties, particularly a drastic decrease in the NO_x emission, exhaust opacity. Fuel dose division also reduces the engine noise level and improves its even operation [5, 8, 9]. Positive effects of the tests allow a supposition that this system could be introduced in dual fuel traction engines.

Laboratory engine tests were preceded by a development of a theoretical model of combustion involving fuel dose divisions and a simulation research. This facilitated the selection of the parameters of the fuel doses of diesel oil and natural gas. The developed model and the simulation research have significantly reduced the range of the engine laboratory tests.

2. The theoretical model of combustion in a dual fuel engine with a diesel fuel dose division

The basic assumption behind the research is the division of the liquid fuel into two identical doses injected at different times by the common rail system. The controller opens and closes the injector by changing the control times that for the sake of easier control are converted into angular values. The schematic of the division has been presented in Fig. 1.

The division of the dose of diesel oil results in a different combustion of the individual doses.

- The first dose is self-ignited after a delay time characteristic of the liquid fuel and the conditions inside the combustion chamber. Due to the size of the fuel dose (half of the mass of a single dose) in the self-ignition delay time almost the whole fuel evaporates and mixes with air. The combustion rate of this fuel portion is determined by the rate of the chemical reactions and is very high.
- The second fuel dose injected with a delay in the phase of active combustion reacts immediately as the injection continues. The combustion rate is dependent on the evaporation rate and fuel injection. It is a classic diffusive combustion and is relatively slower.

The above- described differences in the combustion of the pilot and the additional fuel doses substantiates the need

napędowym. Może to mieć duże znaczenie w przejściowym okresie wprowadzania CNG.

Malejąca sprawność przy częściowych obciążeniach jest podstawowym problemem dwupaliwowych silników o zapłonie samoczynnym. Skłoniło to autorów tego artykułu do podjęcia badań związanych z aktywizacją spalania mieszanin gaz-powietrze w warunkach częściowego obciążenia. Wobec powszechnie stosowanych układów zasobnikowych typu common rail aktywizację spalania mieszanin gazowych starano się realizować przez podział dawki ON. Przyjęto zasadę podziału dawki ON, stanowiącej ok. 20% całości energii dostarczanej w cyklu pracy silnika, na dwie jednakowe dawki wtryskiwane w różnym czasie. Dawka pierwsza miała za zadanie inicjacje spalania w czasie wynikającym z wcześniejszych badań silnika. Dawka druga, wtryskiwana w czasie aktywnego spalania, miała za zadanie podtrzymywać zanikające spalanie mieszaniny gazowej.

Wyniki badań potwierdziły założenia o pozytywnym oddziaływaniu dzielonej dawki na proces spalania w silniku dwupaliwowym, co w efekcie prowadzi do wzrostu sprawności ogólnej silnika i poprawy jego ekologicznych właściwości, a szczególnie radykalnego zmniejszenia NO_x i zadymienia spalin, zmniejszenia hałaśliwości oraz poprawy równomierności pracy silnika [5, 8, 9]. Pozytywne efekty badań pozwalają przypuszczać, że system ten może być wprowadzony w trakcyjnych silnikach dwupaliwowych.

Badania hamowniane silnika były poprzedzone opracowaniem modelu teoretycznego spalania w silniku z dzieloną dawką inicjującą oraz wykonaniem badań symulacyjnych. Ułatwiło to dobór parametrów regulacyjnych wtryskiwanych dawek oleju i gazu. Opracowany model i badania symulacyjne skróciły znacznie zakres badań hamownianych silnika.

2. Teoretyczny model spalania w silniku dwupaliwowym z podziałem dawki oleju napędowego

Podstawowym założeniem badań jest podział paliwa ciekłego na dwie jednakowe dawki wtryskiwane w różnym czasie przez sterownik układu CR. Sterownik otwiera i zamyka wtryskiwacz przez zmiany czasów sterowania, które dla wygody obsługi przeliczone są na wartości kątowe. Schemat podziału przedstawiono na rys. 1.

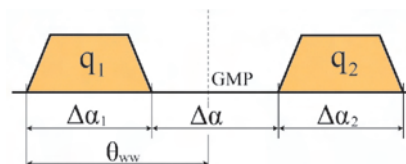


Fig. 1. Schematics of the division of the diesel oil dose
Rys. 1. Schemat podziału dawki oleju napędowego

Podział dawki oleju napędowego powoduje zróżnicowanie spalania poszczególnych dawek.

- Dawka pierwsza ulega samozapłonowi po okresie opóźnienia charakterystycznym dla paliwa ciekłego i warunków panujących w komorze spalania. Z uwagi na wielkość

for model research on the influence of the fuel dose size, delay angle $\Delta\alpha$ and injection angle θ_{ww} on the course of the heat and pressure release in the period of active combustion. The simulation research aimed at reducing the range of the laboratory tests needed to adapt the engine to dual fueling.

In the development of the theoretical model the authors used extensive experience of the Chair of Combustion Engines and Vehicles at University of Bielsko-Biala in modeling of engine processes described in works [6 – 8].

2.1. Mathematical formulas used in the model

The changes in the parameters of the medium were calculated from the energy balance of the first law of dynamics and the equation of state:

$$\frac{dQ_d}{d\tau} = \frac{dU}{d\tau} + p \cdot \frac{dV}{d\tau} + h_{on} \cdot \frac{dm_{on}}{d\tau} + \frac{dQ_s}{d\tau} \quad (1)$$

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (2)$$

where: Q_d – heat release in the combustion chamber, m_{on} – mass of the diesel oil injected into the combustion chamber, h_{on} – diesel oil enthalpy, Q_s – heat losses through the walls, n – current molar number of the medium in the combustion chamber.

The heat release rate was calculated from the formula:

$$\frac{dQ_d}{d\tau} = \frac{dQ_{on1}}{d\tau} + \frac{dQ_{on2}}{d\tau} + \frac{dQ_g}{d\tau} \quad (3)$$

Instantaneous increments of released heat:

$$\frac{dQ_{on1}}{d\tau} = \zeta_{on} \cdot m_{on1} \cdot H_{on} \cdot \frac{dX_{on1}}{d\tau} \quad (4)$$

$$\frac{dQ_{on2}}{d\tau} = \zeta_{on} \cdot m_{on2} \cdot H_{on} \cdot \frac{dX_{on2}}{d\tau} \quad (5)$$

$$\frac{dQ_g}{d\tau} = \zeta_{on} \cdot m_g \cdot H_g \cdot \frac{dX_g}{d\tau} \quad (6)$$

where: m_{on1} , m_{on2} , m_g – mass of the first and second diesel fuel dose and natural gas per one cycle of work [kg/cycle], ζ_{on} , ζ_g – coefficient of unburned diesel and CNG [-], H_{on} , H_g – combustion heat for diesel oil and CNG [MJ/kg], X_{on1} , X_{on2} , X_g – Wiebe combustion functions for: pilot fuel dose, additional fuel dose, CNG [-].

Wiebe functions were determined from the relation:

$$X_{on1} = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\alpha - \alpha_{ps1}}{\alpha_{ks1} - \alpha_{ps1}} \right)^{m_{on1}+1} \right] \quad (7)$$

$$X_{on2} = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\alpha - \alpha_{ps2}}{\alpha_{ks2} - \alpha_{ps2}} \right)^{m_{on2}+1} \right] \quad (8)$$

$$X_g = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\alpha - \alpha_{ps1}}{\alpha_{ksg} - \alpha_{ps1}} \right)^{m_{wg}+1} \right] \quad (9)$$

dawki (połowa masy dawki pojedynczej) w okresie opóźnienia samozapłonu prawie całe paliwo odparowuje i miesza się z powietrzem. Spalanie tej porcji paliwa odbywa się z prędkością determinowaną przez szybkość reakcji chemicznych i jest bardzo szybkie.

– Dawka druga wtryskiwana z opóźnieniem, w fazie aktywnego spalania, wchodzi w reakcję natychmiast w miarę postępu wtrysku. Szybkość spalania uzależniona jest od szybkości parowania i wtrysku paliwa. Spalanie odbywa się wg klasycznego spalania dyfuzyjnego i jest relatywnie wolniejsze.

Opisane wyżej różnice spalania dawki inicjującej i dodatkowej uzasadniają konieczność badań modelowych, które powinny dotyczyć wpływu wielkości dawki, kąta opóźnienia $\Delta\alpha$ oraz kąta wyprzedzenia wtrysku θ_{ww} na przebieg wydzielenia ciepła i ciśnienia w okresie aktywnego spalania. Badania symulacyjne miały za zadanie zmniejszyć zakres badań hamownianych koniecznych do adaptacji silnika do zasilania dwupaliwowego.

Przy opracowywaniu modelu teoretycznego wykorzystano wieloletnie doświadczenia Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów ATH w modelowaniu procesów silnikowych, opisane w pracach [6 – 8].

2.1. Wzory matematyczne stosowane w modelu

Zmiany parametrów czynnika obliczano z równania bilansu energii I zasady termodynamiki i równania stanu (1) i (2), gdzie: Q_d – ciepło wydzielone w komorze spalania, m_{on} – masa oleju napędowego wtryskiwana do komory spalania, h_{on} – entalpia oleju napędowego, Q_s – straty ciepłone do ścianek, n – aktualna liczba moli czynnika w komorze spalania.

Szybkość wydzielenia ciepła obliczano z wzoru (3).

Chwilowe przyrosty wydzielonego ciepła – wzory (4), (5) i (6), gdzie: m_{on1} , m_{on2} , m_g – masy pierwszej i drugiej dawki oleju napędowego oraz gazu przypadające na jeden cykl pracy [kg/cykl], ζ_{on} , ζ_g – współczynniki niedopału dla ON i CNG [-], H_{on} , H_g – ciepło spalania ON i CNG [MJ/kg], X_{on1} , X_{on2} , X_g – funkcje spalania Wibego odpowiednio: dawki inicjującej, dawki dodatkowej, gazu [-].

Funkcje Wibego określono z zależności (7), (8) i (9), gdzie: α – kąt obrotu wału korbowego [°OWK], α_{ps1} – kąt początku spalania [°OWK], α_{ps2} – kąt początku spalania dawki dodatkowej ON [°OWK], α_{ks1} , α_{ks2} , α_{ksg} – kąt końca spalania pierwszej dawki, dodatkowej dawki ON i gazu [°OWK], m_{on1} , m_{on2} , m_{wg} – wykładniki funkcji Wibego dla dawk ON i gazu [-].

Przy obliczaniu funkcji spalania Wibego przyjęto założenie, że spalanie dawki inicjującej i gazu rozpoczyna się równocześnie dla kąta α_{ps1} , natomiast zakończenie w różnych czasach – α_{ks1} i α_{ksg} . Początek i koniec spalania dawki dodatkowej jest przesunięty w czasie i odmienny od dawki inicjującej – α_{ps2} i α_{ks2} .

Dynamika spalania poszczególnych porcji paliw jest zróżnicowana przez różne wykładniki funkcji Wibego odpowiednio: m_{on1} , m_{on2} i m_g .

2.2. Walidacja modelu teoretycznego

Walidację modelu przeprowadzono na podstawie wyników badań przez porównanie symulowanego przebiegu ciśnienia czynnika w cylindrze z ciśnieniem rejestrowanym

where: α – crankshaft angle [$^{\circ}$ CA], α_{ps1} – angle of start of combustion [$^{\circ}$ CA], α_{ps2} – angle of start of combustion of the additional diesel fuel dose [$^{\circ}$ CA], α_{ks1} , α_{ks2} , α_{ksg} – angle of end of combustion of the first, the additional dose of diesel fuel and CNG [$^{\circ}$ CA], m_{on1} , m_{on2} , m_{wg} – Wiebe function exponents for diesel oil and CNG [-].

When calculating the Wiebe combustion function an assumption was made that the combustion of the pilot dose and CNG start at the same time for angle α_{ps1} , but the end takes place at different times – α_{ks1} and α_{ksg} . The start and the end of the combustion of the additional fuel dose is shifted in time and is different from the pilot fuel dose – α_{ps2} and α_{ks2} .

The combustion dynamics of the individual portions of the fuels is varied due to different exponents of the Wiebe functions: m_{on1} , m_{on2} and m_g .

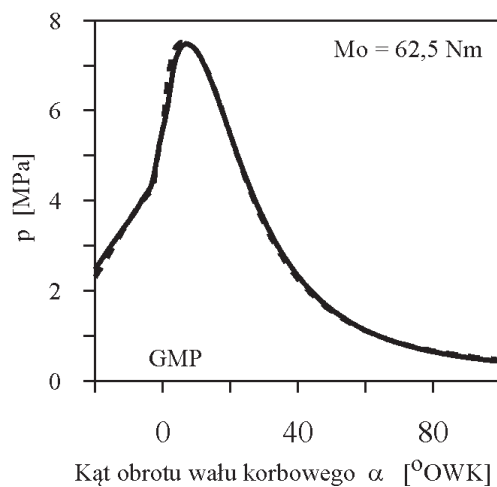
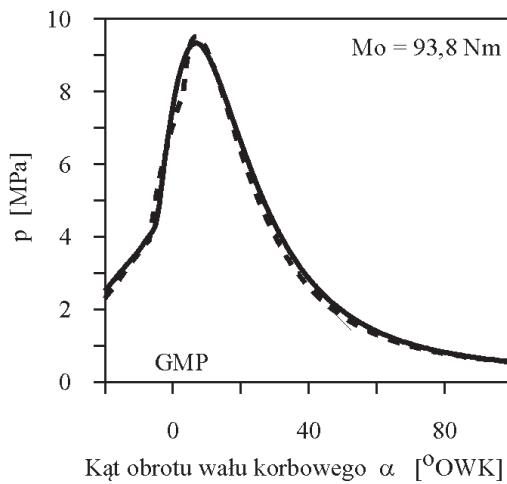
2.2. Validation of the theoretical model

The validation of the model was performed based on the test results by comparing the simulated course of pressure of the medium inside the cylinder with the pressure recorded when the engine operated on the engine test bed. The comparison was made for the same engine loads and speeds

w czasie pracy silnika na hamowni. Porównania dokonano dla tych samych obciążeń silnika i prędkości obrotowych, wprowadzając do modelu wartości zużycia ON, gazu i powietrza oraz parametry czynnika i warunki podziału dawki ON takie same jak rejestrowane podczas badań. Parametrami zmiennymi były zmienne niezależne charakteryzujące proces spalania paliw: α_{ps1} , α_{ps2} , α_{psg} , α_{sp1} , α_{sp2} , α_{spg} , m_{on1} , m_{on2} , m_{wg} . Wymienione parametry zmieniano, tak aby symulowany przebieg ciśnienia był zbliżony do ciśnienia mierzonego z zadowalającą dokładnością. Przykładowe wyniki porównania przedstawiono na rys. 2. W tabeli zamieszczonej na rys. 2 podano wartości zmiennych niezależnych użyte w symulacji ciśnień. Porównanie ciśnień wykazało wystarczającą zgodność ciśnień we wszystkich analizowanych punktach.

W celu analizy dokładności odwzorowania ciśnień przedstawiono błędy bezwzględne i względne między ciśnieniami mierzonymi i symulowanymi obliczone z wzorów (10) i (11), gdzie: p_m – ciśnienie mierzone w czasie badań, p_s – ciśnienie symulowane.

Przykładowe przebiegi błędów przedstawiono na rys. 3. Przy maksymalnych obciążeniach silnika błąd odwzorowa-



— badania
 - - - - - symulacja
 n = 1200 rpm
 Diesel oil dose/dawka ON – q = 33.3 mm³/cycle
 Injection angle/kąt wyprzedz. wtrysku – Θ_{ww} = 22 $^{\circ}$ CA

Parameter	Torque/moment obrotowy		
	93.8 Nm	62.5 Nm	31.3 Nm
m_{on1}	0.3	0.34	0.44
m_{on2}	0.2	0.26	0.36
m_{wg}	1.2	1.4	2.4
α_{sp1}	10	10	10
α_{sp2}	7	9	16
α_{spg}	27	32	44

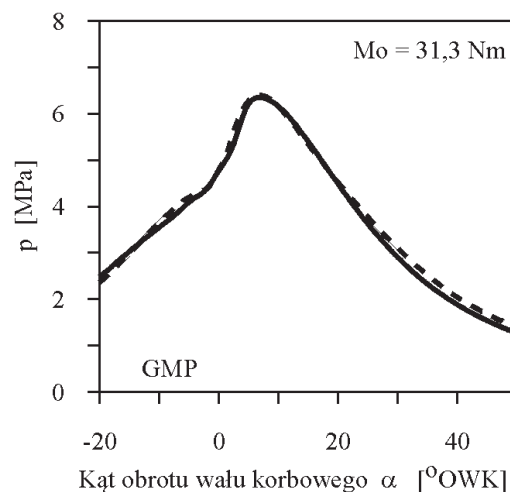


Fig. 2. Comparison of the pressure measured during the engine tests and the simulated one for different engine loads: engine speed 1200 rpm, divided dose 50/50%, delay angle $\Delta\alpha = 10^{\circ}$ CA

Rys. 2. Porównanie ciśnienia mierzonego podczas badań silnika i symulowanego dla różnych obciążeń silnika: prędkość obrotowa 1200 obr/min, dawka dzielona 50/50%, kąt zwłoki $\Delta\alpha = 10^{\circ}$ OWK

introducing in the model the values of the diesel oil, CNG and air consumption as well as the parameters of the medium and conditions of the diesel fuel dose division (the same as the ones recorded during the tests). The variable parameters were independent variables characterizing the combustion of the fuels: α_{ps1} , α_{ps2} , α_{psg} , α_{sp1} , α_{sp2} , α_{spg} , m_{on1} , m_{on2} , m_{wg} . The said parameters were modified so that the simulated course of pressure was sufficiently close to the measured one. Example results of the comparison have been shown in Fig. 2. Table in Fig. 2 shows the values of the independent variables used for the simulation of pressures. The comparison of the pressures has shown a sufficient conformity of the pressures in all analyzed points.

In order to analyze the accuracy of the reflection of the pressure absolute and relative errors have been presented related to the measured and simulated pressures calculated from the formulas:

$$\Delta p = p_m - p_s \quad (10)$$

$$\delta p = \frac{p_m - p_s}{p_m} \cdot 100\% \quad (11)$$

where: p_m – pressure measured during the tests, p_s – simulated pressure.

Example courses of errors have been presented in Fig. 3. At maximum engine loads the error of the reflection of the pressure is not big and the absolute value of the pressure differences does not exceed 0.4 MPa. The greatest pressure differences occur in the range of maximum pressure increment rates and during active combustion, which corresponds to high values of the pressure of the medium inside the cylinder. In the range of compression and the final phase of the decompression the pressure differences decrease. Similar conclusion was reached from the analysis of the differences Δp for the minimum engine load. In the subsequent phases of the decompression the differences of the simulated and measured pressure were miniscule (< 0.1 MPa), which confirms the good quality of pressure reflection.

From the analysis of the courses of δp it results that in the range of active combustion relative errors fall within the range of $-8 \div +8\%$. In the range of angles corresponding to the subsequent phase of decompression the absolute values of δp increase despite small values of Δp , which results from small values of pressures p_m .

The analysis of the courses of the absolute and relative deviations indicates that the developed program may be used to select the parameters of the injection control of diesel oil and CNG and predict the pressure course in dual fuel engines with diesel fuel dose division. Modeling of the strategy of fuel dose division may provide information on the engine parameters and the forecasted values of the maximum pressure and pressure increment rate, the crank-piston loads and engine noise.

nia ciśnienia nie jest duży, a wartość bezwzględna różnic ciśnień nie przekracza 0,4 MPa. Największe różnice ciśnień występują w zakresie maksymalnych szybkości narastania ciśnienia oraz w zakresie aktywnego spalania, co odpowiada dużym wartościom ciśnienia czynnika w cylindrze. W zakresie sprężania i końcowej fazy rozprężania różnice ciśnień maleją. Podobne wnioski otrzymano z analizy różnic Δp dla minimalnego obciążenia silnika. W późniejszych fazach rozprężania różnice ciśnień symulowanych i mierzonych były niewielkie ($< 0,1$ MPa), co potwierdza dobrą jakość odwzorowania ciśnień.

Z analizy przebiegów δp wynika, że w zakresie aktywnego spalania błędy względne odwzorowania ciśnień mieszczą się w przedziale $-8 \div +8\%$. W zakresie kątów odpowiadających późniejszej fazie rozprężania bezwzględne wartości δp wzrastają, mimo małych wartości Δp , co wynika z małych wartości ciśnień p_m .

Analiza przebiegów odchyłek bezwzględnych i względnych ciśnień wskazuje, że opracowany program może być wykorzystany do doboru parametrów sterowania wtryskiem oleju napędowego i gazu oraz przewidywania przebiegu ciśnienia w dwupaliwowych silnikach z podziałem dawki ON. Modelowanie strategii podziału dawki może dać informację o parametrach silnika i przewidywanie wartości maksymalnego ciśnienia i szybkości przyrostu ciśnienia o obciążeniu mechanizmu korbowego oraz hałaśliwości silnika.

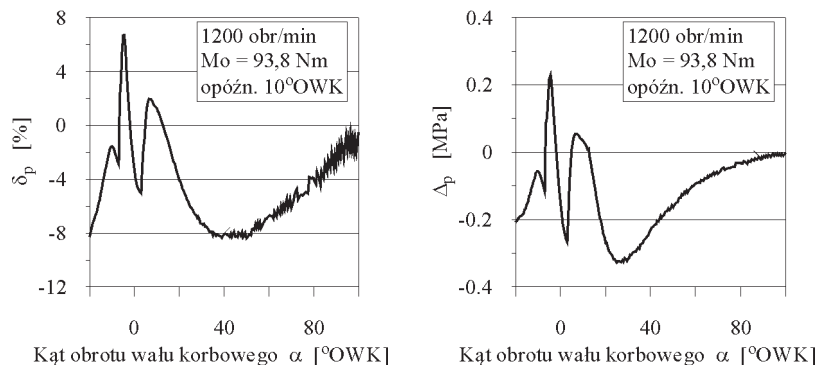


Fig. 3. Comparison of relative and absolute pressure differences measured and simulated at maximum engine loads

Rys. 3. Porównanie bezwzględnych i względnych różnic ciśnienia mierzonego i symulowanego przy maksymalnych obciążeniach silnika

3. Analiza wyników badań symulacyjnych

Badania symulacyjne przeprowadzono przy założeniu podziału dawki na dwie równe części w stosunku 50%/50%. Wykorzystano przy tym wielkości dawek oleju napędowego i gazu takie jak występujące w badaniach hamownianych silnika SB3.1. Przy zmianach parametrów zasilania i różnych wariantach parametrów określających dynamikę spalania stosowano zasadę stałej ilości energii dostarczonej sumarycznie wraz z paliwem ciekłym i gazowym. Przy uwzględnieniu kąta wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej θ_{ww} , kąta opóźnienia samozapłonu θ_{oz} oraz opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej $\Delta\alpha$, czasowe zależności spalania poszczególnych dawek mogą być charakteryzowane jak na

3. Analysis of the results of the simulation research

The simulation research was performed assuming the fuel dose division into two identical parts (50%/50%). The size of the fuel doses of diesel oil and CNG was the same as the one used on the engine test bed (SB3.1. engine). When changing the fueling parameters and applying different variants of the parameters determining the dynamics of the combustion a principle of constant amount of total collective energy was applied (diesel fuel and CNG). When considering the injection angle of the pilot dose θ_{ww} , self-ignition delay angle

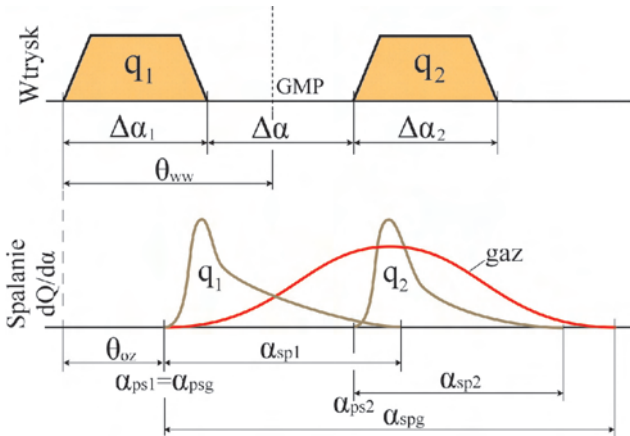


Fig. 4. Schematics of the injection of diesel oil and combustion of the fuels in a dual fuel engine with fuel dose division

Rys. 4. Schemat wtrysku oleju napędowego i spalania paliw w silniku dwupaliwowym z podziałem dawki inicjującej

θ_{oz} and injection delay angle of the additional dose $\Delta\alpha$ the time relations of the combustion of individual doses may be characterized as in Fig. 4. An assumption was made that the combustion of diesel fuel from the second fuel dose initiated with the injection of the fuel, which results from the ongoing process of active combustion and high temperatures of the reactants (good fuel atomization and negligible angle of self-ignition delay). In the below presented investigations the authors also assumed that the combustion of CNG initiates with the start of combustion of the first diesel fuel dose. In practice it may be delayed by the angle of induction resulting from the flame development in the gas mixture depending on its composition (at high excess air coefficient this angle may be noticeable) [6]. The values of $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha$, $\Delta\alpha_2$ were calculated based on the injector opening times determined in the engine laboratory tests and based on the analyzed engine speed and the values of $\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2$ are dependent on the size of the pilot fuel dose q .

Figure 5 presents the influence of the injection delay angle of the additional dose on the selected combustion parameters. The modification of the injection delay angle of the additional fuel dose influences the course of the pressure during the combustion, particularly in the range between the start of the combustion and the point of maximum pressure. Small delay angles 5 and 10 °CA show minuscule changes in the pressure course, which results from a partial overlapping

rys. 4. Przyjęto przy tym założenie, że spalanie ON z drugiej dawki rozpoczyna się wraz z wtryskiem paliwa, co wynika z trwającego procesu aktywnego spalania i wysokich temperatur reagentów (dobre rozpylenie paliwa i pomijalnie mały kąt zwłoki samozapłonu). W zaprezentowanych niżej badaniach przyjmowano również, że spalanie gazu rozpoczyna się równocześnie z początkiem spalania pierwszej dawki ON. W rzeczywistości może być ono opóźnione o kąt indukcji, wynikający z rozwoju płomienia w mieszaninie gazowej, zależny od jej składu (przy dużym współczynniku nadmiaru powietrza kąt ten może być zauważalny) [6]. Wartości kątów $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha$, $\Delta\alpha_2$ obliczono na podstawie czasów otwarcia wtryskiwaczy określonych w badaniach hamownianych silnika oraz na podstawie analizowanej prędkości obrotowej, przy czym wartości $\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2$ zależne są od wielkości dawki inicjującej q .

Na rysunku 5 przedstawiono wpływ kąta opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej na wybrane parametry spalania. Zmiana kąta opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej wpływa na przebieg ciśnienia czynnika podczas spalania, szczególnie w przedziale między początkiem spalania a punktem maksymalnego ciśnienia. Małe kąty opóźnienia 5 i 10 °OWK wykazują niewielkie zmiany w przebiegu ciśnienia, co wynika z częściowego nakładania się procesu spalania obydwu dawek. Zwiększenie kąta opóźnienia do 15 °OWK powoduje pojawienie się na linii ciśnienia punktu przegięcia, odpowiadającego dużej dynamice spalania dawki dodatkowej i opóźnienie względem GMP punktu maksymalnego ciśnienia. Jeszcze wyraźniejsze zmiany ciśnienia występują po zwiększeniu kąta opóźnienia do 20 °OWK.

Zmiany symulowanej dynamiki spalania oleju napędowego widoczne są wyraźnie na przebiegach szybkości wydzielania ciepła $(dQ/d\alpha)_{on}$ (rys. 5). Przy małym kącie opóźnienia 5 °OWK procesy spalania obydwu dawek przebiegają prawie w tym samym czasie, co wynika z kąta opóźnienia samozapłonu dla pierwszej dawki. Dopiero zwiększenie kąta opóźnienia powyżej 10 °OWK pokazuje na rozdzielnie w czasie spalanie obydwu dawek i występujące dwa lokalne maksima szybkości wydzielania ciepła dla dawki pierwszej i drugiej.

Zmiany dynamiki spalania oleju napędowego wynikające ze zmiennego kąta opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej wpływają również na sumaryczną szybkość wydzielania ciepła $(dQ/d\alpha)_{on+g}$. Dla kątów $\Delta\alpha$ równych 10 °OWK i większych na krzywych $(dQ/d\alpha)_{on+g}$ pojawiają się dwa maksima lokalne wynikające z maksymalnej dynamiki spalania dawki inicjującej i dodatkowej. Równocześnie maksymalna szybkość wydzielania ciepła $(dQ/d\alpha)_{max}$ maleje, a punkt jej występowania jest coraz bardziej opóźniony w stosunku do GMP.

Kąty opóźnienia w przedziale 5 ÷ 15 °OWK nie wpływają na sprawność indykowaną silnika, co wynika prawdopodobnie z małego udziału ON w całkowitej dawce energii dostarczanej do silnika (ok. 20%). Dopiero kąt opóźnienia 20 °OWK powoduje zmniejszenie sprawności indykowanej η_i o około 3% (rys. 5). Opóźnienie wtrysku dawki dodatkowej o kąt większy niż 10 °OWK powoduje zmniejszenie wartości średniego ciśnienia indykowanego p_i .

of the combustion of both fuel doses. An increase of the injection delay angle to 15 °CA results in the appearance of an inflection corresponding to high dynamics of the combustion of the additional fuel dose and a delay against TDC of the point of maximum pressure. Even more conspicuous pressure changes occur upon an increase of the delay angle to 20 °CA.

The changes of the simulated dynamics of the combustion of diesel oil are clearly seen in the courses of the heat release $(dQ/d\alpha)_{on}$ (Fig. 5). At a small delay angle 5 °CA the combustion process of both fuel doses occurs almost in the same time, which results from the self-ignition delay angle from the first fuel dose. Only an increase in the delay angle above 10 °CA indicates a separate-in-time combustion of both fuel doses and an occurrence of two local maximums of heat release rates for the pilot and the additional fuel doses.

The changes in the dynamics of combustion of diesel oil resulting from the variable angle of injection delay of the additional fuel dose also influence the collective heat release rate $(dQ/d\alpha)_{on+g}$. For the angles $\Delta\alpha$ of 10° and more CA on the curves $(dQ/d\alpha)_{on+g}$ appear two local maximums resulting from the maximum combustion dynamics of the pilot and the additional doses. At the same time the maximum heat release rate $(dQ/d\alpha)_{max}$ decreases and the point of its occurrence is increasingly delayed against TDC.

The delay angles in the range 5 ÷ 15 °CA do not influence the indicated efficiency of the engine, which is probably due to the low share of diesel oil in the total energy dose supplied to the engine (approximately 20%). Only the delay angle of 20 °CA leads to a decrease in the indicated η_i by approximately 3% (Fig. 5). The injection delay of the additional dose by an angle greater than 10 °CA results in a reduction of the value of mean indicated pressure p_i .

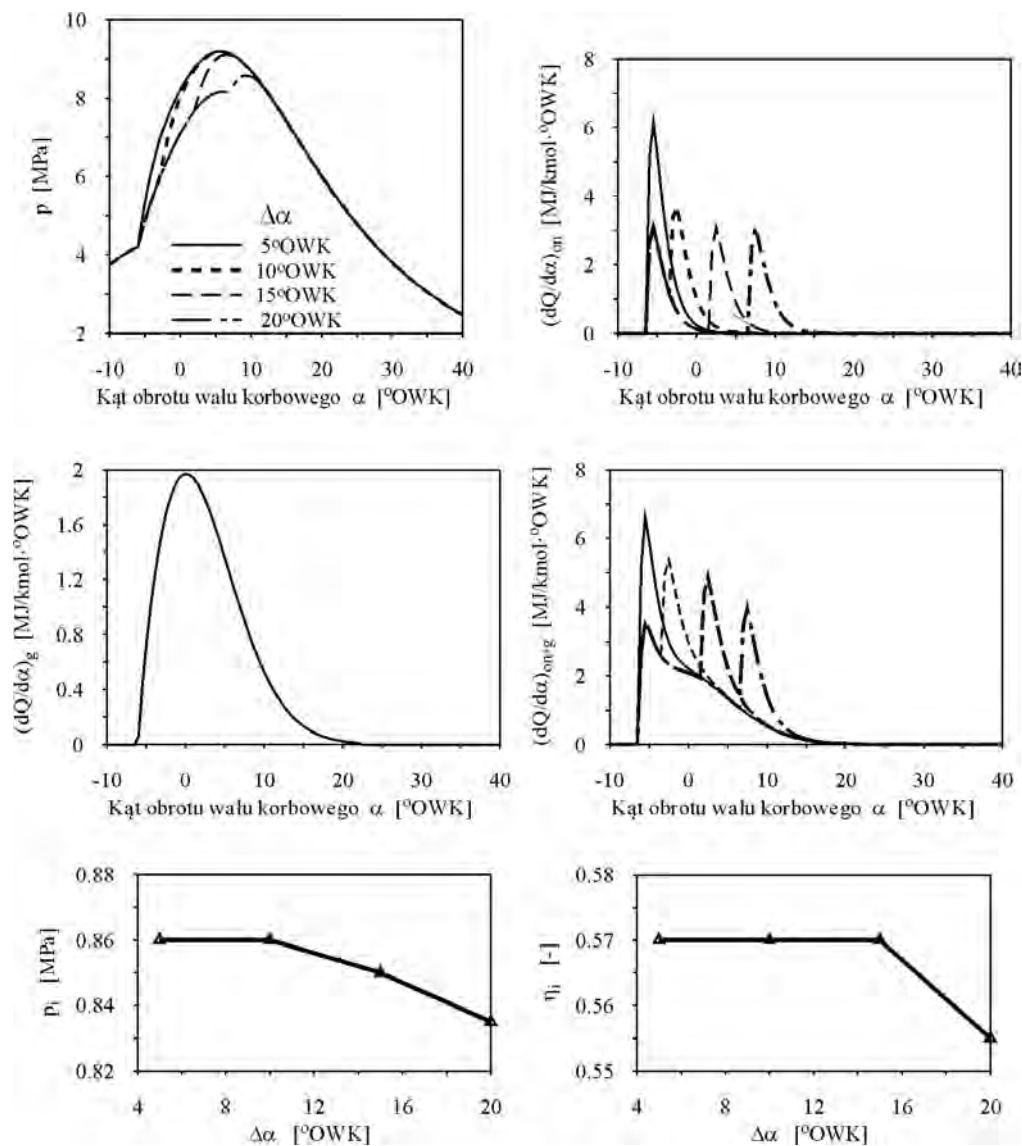


Fig. 5. The influence of the injection delay angle of the additional fuel dose on selected engine parameters: engine speed 1400 rpm; maximum load

Rys. 5. Wpływ kąta opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej na wybrane parametry silnika: prędkość obrotowa 1400 obr/min; obciążenie maksymalne

Wpływ zmiany kąta spalania dawek ON na wybrane parametry spalania przedstawiono na rys. 6. Kąty spalania α_{sp1} , α_{sp2} zależą od jakości rozpylenia paliwa ciekłego, kąta wyprzedzenia wtrysku, zwłoki samozapłonu, wielkości dawki i parametrów termicznych czynnika oraz geometrii komory spalania. Tak duża liczba czynników wpływających na wymienione kąty powoduje, że trudno jest bez badań doświadczalnych przyjąć właściwe kąty spalania odpowiadające określonym warunkom pracy silnika. Z tego powodu badania symulacyjne mogą wskazywać jedynie kierunki zmian parametrów silnika, jednak bez określenia ich zależności ilościowych.

W badaniach (rys. 6) przyjęto zmiany kąta spalania w zakresie 10 ÷ 40 °OWK prawdopodobnie szerszym od rzeczywiście występujących w silnikach dwupaliwowych średniej wielkości pracujących na małych dawkach inicjujących. Symulacje przeprowadzono dla dwóch wykładni-

The influence of the change of the combustion angle of the diesel fuel doses on selected parameters of combustion has been presented in Fig. 6. Combustion angles α_{sp1} , α_{sp2} depend on the quality of liquid fuel atomization, ignition angle, self-ignition delay, size of the fuel dose, thermal parameters of the medium as well as geometry of the combustion chamber. Such a great number of factors influencing the said angles makes it difficult to adopt the right combustion angles corresponding to the individual engine operating conditions without experimental research. For this reason the simulation research can only indicate trends in the engine parameters, yet without determining of the quantitative relations.

In the research (Fig. 6) changes in the angle in the range of $10 \div 40$ °CA were adopted (probably wider than the actually occurring in medium sized dual fuel engines operating on small pilot fuel doses). The simulations were performed for two Wiebe function exponents equaling 0.3 and 1.0

for both fuel doses and for the average gas dynamics of combustion $m_{wg} = 1.8$. The combustion angle was constant, independent of the combustion angle ON. It should be emphasized that in real conditions the change of the combustion angle of the liquid fuel influences the change of the combustion angle of the gas, but the main effect is the composition of the gas-air mixture, especially in the case of lean mixtures.

With the increase of the combustion angle of the ON fuel doses, the maximum pressure decreases, and the point of its occurrence shifts towards the GMP. The result is the decrease of the rate of heat release at the beginning of combustion. More pronounced changes occur for a higher Wiebe function exponent. It is worth to note that the characteristic point of inflection of the pressure curve corresponding to the combustion of the second dose of ON disappears with the increase of the combustion angle. The result is the overlapping of the combustion of both fuel doses, and it is clearly visible in the curves of the rate of heat release of the ON ($dQ/d\alpha$)_{on}, especially for a higher Wiebe function exponent.

Changes in the combustion angle of the ON fuel doses have a significant influence on the total rate of heat release ($dQ/d\alpha$)_{on+g}. On the graphs representing the curves ($dQ/d\alpha$)_{on+g} an additional broken line shows the rate of heat release of the gas combustion, which is a component of the total rate of heat release ($dQ/d\alpha$)_{on+g}. The maximum values of ($dQ/d\alpha$)_{on+g} decrease with the increase of the combustion angle and occur later.

The increase of the combustion angle of the ON fuel doses has a negative influence on the average pressure and the indicated efficiency. Both values decrease monotonically with the increase of the combustion angle of the ON fuel doses.

Even more so, the change of the combustion angle of the gas influences the combustion dynamics of the engine (Fig. 7a). It is understandable, because the gas fuel dose is the basic energy source for the engine and the change of its dynamics must influence the engine parameters.

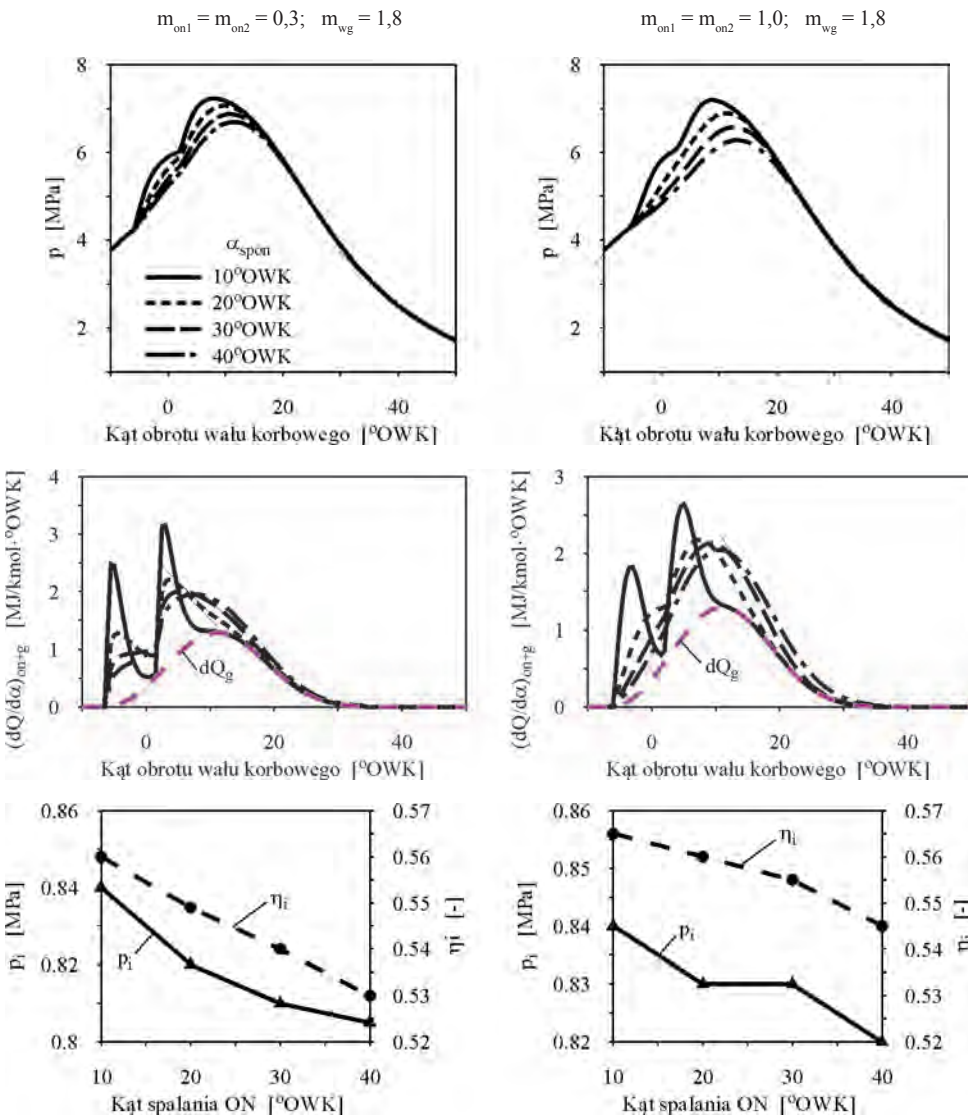


Fig. 6. The influence of the diesel oil combustion angle on selected engine parameters: $\alpha_{sp1} = \alpha_{sp2}$; $\alpha_{spg} = \text{const}$; $m_{wg} = \text{const}$; engine speed 1400 rpm; maximum load

Rys. 6. Wpływ kąta spalania oleju napędowego na wybrane parametry silnika: $\alpha_{sp1} = \alpha_{sp2}$; $\alpha_{spg} = \text{const}$; $m_{wg} = \text{const}$; prędkość obrotowa 1400 obr/min; obciążenie maksymalne

identical for both fuel doses and for an average dynamics of CNG combustion of $m_{wg} = 1.8$. The angle of CNG combustion was constant irrespective of the angle of combustion of diesel oil. It is noteworthy that in real engine operation the changes of the combustion angle of liquid fuels influence the combustion angle of CNG but it is the mixture composition (CNG-air) that is of importance particularly in the range of lean compositions.

As the angle of diesel fuel doses increases the maximum pressures decrease and the point of their occurrence is shifted to the right towards greater angles after TDC. This results from a gradual decrease in the heat release in the beginning of the combustion. More conspicuous changes are visible for greater exponents of the Wiebe function. It is also noteworthy that the characteristic inflection on the pressure line corresponding to combustion of the additional diesel fuel dose fades as the combustion angle increases. This results from the overlapping of the combustion of both fuel doses, which is clearly seen in the curves of heat release rate during combustion of diesel oil ($dQ/d\alpha_{on}$), particularly for greater Wiebe function exponents.

The changes in the combustion angle of diesel oil vary clearly influence the total heat release rate ($dQ/d\alpha_{on+g}$). In the figures showing the curves ($dQ/d\alpha_{on+g}$) an additional dotted line was overlain denoting the heat release rate from the combustion of CNG being the component of the sum constituting the value ($dQ/d\alpha_{on+g}$). The maximum values of ($dQ/d\alpha_{on+g}$) decrease as the combustion angle of diesel oil increases and their occurrence is delayed.

An increase in the combustion angle of diesel oil has an adverse effect on the average indicated pressure and indicated efficiency. Both values decrease monotonically as the combustion angle of diesel oil increases.

The change of the combustion angle of

thermodynamic factors in the combustion chamber. The maximum pressure decreases with increasing the combustion angle of gas, and the dynamics of heat release at the beginning of combustion decreases, which results in a shift of the pressure line towards later angles after GMP. Changes in the dynamics of gas combustion are clearly visible on the lines of the rate of heat release ($dQ/d\alpha_g$), where one can see decreasing maximum values ($dQ/d\alpha_g$) and a delay of their occurrence with increasing the combustion angle of gas (rys. 7c).

The effect of the changes discussed is a monotonic decrease in the average indicated pressure and efficiency of the engine with increasing the combustion angle of gas (rys. 7e). This confirms the known facts that high overall efficiency of dual-fuel engines is achieved in the range of rich mixtures of fuel-air and relatively short flame speed and relatively short

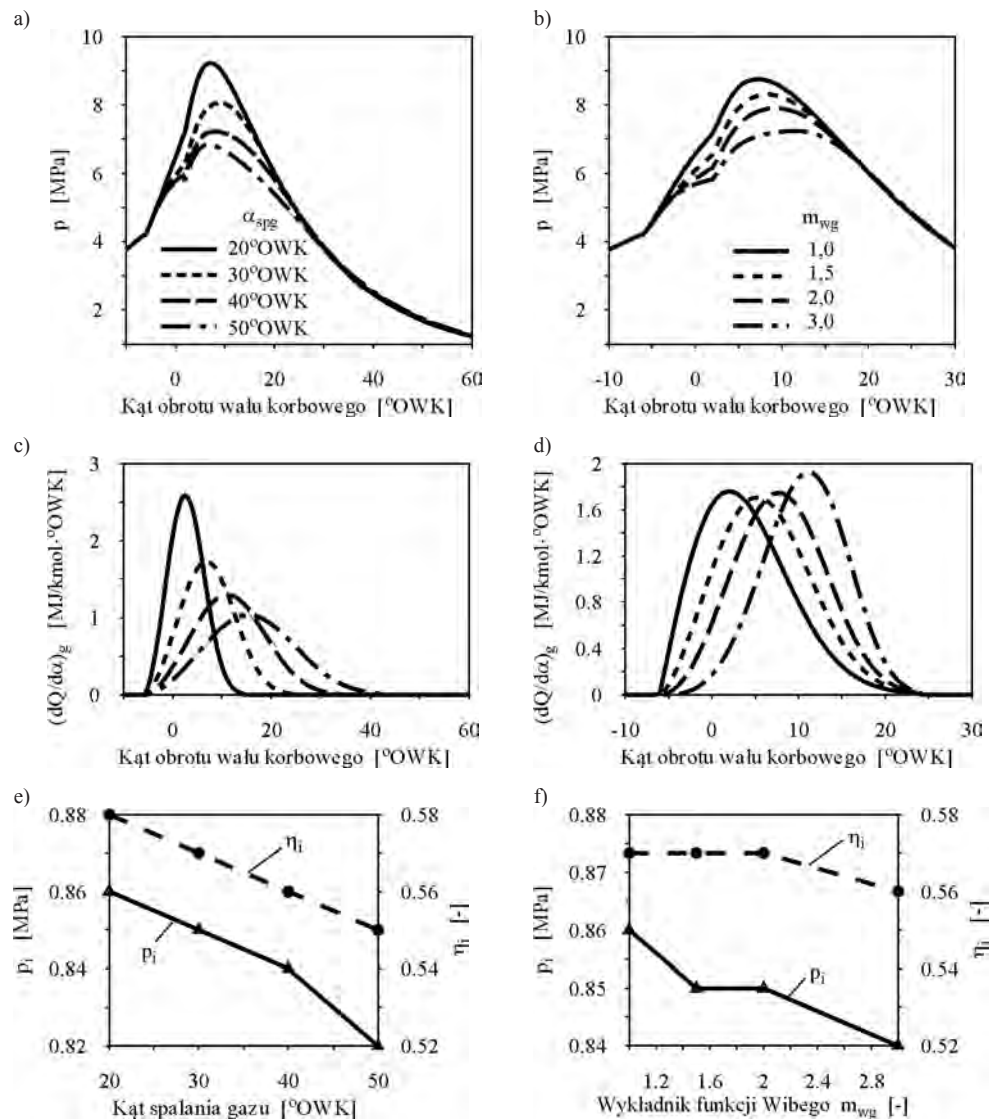


Fig. 7. The influence of the CNG combustion angle and Wiebe function exponent m_{wg} on selected engine parameters: $\alpha_{sp1} = \alpha_{sp2} = \text{const}$; $m_{on1} = m_{on2} = \text{const}$; engine speed 1400 rpm; maximum load

Rys. 7. Wpływ kąta spalania gazu i wykładnika funkcji Wiebego m_{wg} na wybrane parametry silnika: $\alpha_{sp1} = \alpha_{sp2} = \text{const}$; $m_{on1} = m_{on2} = \text{const}$; prędkość obrotowa 1400 obr/min; obciążenie maksymalne

CNG influences the course of the pressure even more (Fig. 7a). It is obvious as the gas fuel constitutes the basic portion of energy supplied to the engine and changes in the dynamics of its combustion must have impact on the thermodynamic parameters of the medium inside the cylinder. The maximum pressure drops as the CNG combustion angle increases and the dynamics of the heat release decreases in the beginning of the combustion, which results in shifting of the pressure line to the right towards more delayed angles after TDC. The changes in the dynamics of CNG combustion are clearly visible on the lines of heat release rates ($dQ/d\alpha_g$), where we can see the decreasing maximum values ($dQ/d\alpha_g$) and a delay of the point of their occurrence as the angle of the CNG combustion increases (Fig. 7c).

The effect of the discussed changes is the monotonic decrease of the mean indicated pressure and indicated efficiency of the engine as the CNG combustion angle increases (Fig. 7e). This confirms the fact known from research that high overall efficiency of dual fuel engines is obtained in the range of rich air-fuel mixtures of the highest flame velocity and relatively short combustion times. Such conditions can be obtained for engine operating at maximum loads and small pilot fuel doses. The simulation analysis explains why the majority of applications of dual fuel engines were stationary (power generators).

Figures 7b, 7d, 7f show a simulation of the change in the dynamics of the CNG combustion at a constant combustion angle. The Wiebe function coefficient m_{wg} varied in the range from 1.0 ÷ 3.0. The change in exponent m_{wg} results in a delay of the maximum dynamics of heat release, which triggers changes in the course of the pressure of the medium during the combustion. The maximum pressures decrease as the exponent m_{wg} grows and the point of their occurrence is delayed. The shape of the pressure curves is clearly modified as exponent m_{wg} changes, particularly in the beginning of combustion (under simulated conditions great combustion dynamics starts after TDC).

The change in the CNG combustion dynamics within the range of the change of exponent $m_{wg} = 1.0 \div 2.0$ does not influence the indicated engine efficiency. Only a significant delay of the greatest combustion dynamics, occurring for exponent $m_{wg} = 3.0$ results in a reduction of the indicated efficiency. This may imply that in real engine processes there exists a certain range of CNG-air mixture composition in which the changes in the indicated efficiency will be miniscule. Only the leaning of the mixture outside of this range may result in a decrease in the engine efficiency.

The change of the CNG combustion dynamics reducing the pressure in the high-pressure part of combustion in a dual fuel engine results in a reduction of the mean indicated pressure. This will lead to decreased engine performance. In a supercharged engine this is not a problem as a reduction of the torque resulting from a lean mixture can be compensated by an increase in the supercharging rate. Such actions can be realized to reduce the emission of NO_x without deteriorating the efficiency and performance of a dual fuel engine.

czasach spalania. Warunki takie można uzyskać w silnikach pracujących przy maksymalnym obciążeniu i przy małych dawkach inicjujących. Analiza symulacyjna wyjaśnia dlaczego większość zastosowań praktycznych silników dwupaliwowych dotyczyła silników stacyjnych (przeważnie generatorowych).

Na rysunkach 7b, 7d, 7f przedstawiono symulację zmiany dynamiki spalania gazu przy stałym kącie spalania. Współczynnik funkcji Wibego m_{wg} był zmieniany w zakresie 1,0 ÷ 3,0. Zmiana wykładnika m_{wg} powoduje opóźnienie maksymalnej dynamiki wydzielania ciepła, co sprawia zmiany w przebiegu ciśnienia czynnika podczas spalania. Maksymalne ciśnienia maleją w miarę zwiększania wykładnika m_{wg} , a punkt ich występowania ulega opóźnieniu. Kształt krzywych ciśnienia ulega wyraźnym zmianom wraz ze zmianami wykładnika m_{wg} , zwłaszcza na początku spalania (w symulowanych warunkach duża dynamika spalania rozpoczyna się po GMP).

Zmiana dynamiki spalania gazu w zakresie zmian wykładnika $m_{wg} = 1,0 \div 2,0$ nie wpływa na sprawność indykowaną silnika. Dopiero znaczne opóźnienie największej dynamiki spalania, występujące dla wykładnika $m_{wg} = 3,0$, powoduje zmniejszenie sprawności indykowanej. Może to sugerować, że w rzeczywistych procesach silnikowych istnieje pewien przedział składów mieszaniny gaz-powietrze, w których zmiany sprawności indykowanej będą niewielkie. Dopiero zubożenie mieszaniny poza zakresem tego przedziału może powodować zmniejszenie sprawności silnika.

Zmiana dynamiki spalania gazu zmniejszająca ciśnienia w wysokociśnieniowej części procesu spalania silnika dwupaliwowego powoduje zmniejszenie średniego ciśnienia indykowanego. Będzie to prowadziło w praktyce do zmniejszenia osiągow silnika. W silniku doładowanym nie stanowi to istotnego problemu, bowiem zmniejszenie momentu obrotowego powodowane zubożeniem mieszaniny palnej może być kompensowane wzrostem stopnia doładowania. Działania takie mogą być przykładowo realizowane w celu zmniejszenia emisji NO_x bez straty osiągow i sprawności silnika dwupaliwowego.

4. Wnioski

W artykule przedstawiono jedynie część badań symulacyjnych i obliczeń z wykorzystaniem opracowanego modelu teoretycznego, jakie wykonano przy okazji realizacji niniejszej pracy. Uzyskane wyniki i doświadczenia zdobyte przy wszystkich symulacjach pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- Opracowany model teoretyczny z wystarczającą, z technicznego punktu widzenia, dokładnością odwzorowuje rzeczywiste przebiegi procesów zachodzących w dwupaliwowych silnikach ZS z dzieloną dawką inicjującą.
- Przyjęte w modelu zmienne niezależne umożliwiają symulowanie przebiegu wydzielania ciepła, indywidualne dla dwóch dawek ON i gazu. Model wykazuje dużą czułość na zmiany parametrów niezależnych, co umożliwia symulację zróżnicowanych procesów rzeczywistych.

4. Conclusions

The paper presents only a part of the simulation research and calculations made with the developed theoretical model. The obtained results and experience gained during the said simulations lead to a formulation of the following conclusions:

- The developed theoretical model with a sufficient accuracy reflects the actual processes in dual fuel diesel engines with a divided pilot injection.
- The independent variables adopted in the model enable simulating the course of heat release, individual for the two fuel doses of diesel oil and CNG. The model is highly sensitive to changes of the independent parameters, which enables a simulation of varied actual processes.
- The model is universal, yet the simulation for individual engines requires its validation based on simplified engine tests. This allows determining of the approximate range of changes of such parameters as: self-ignition delay angle, Wiebe function exponents for the fuels and their doses and combustion angles. The changes of the said parameters are individual for each engine and are related to its fuel system, geometry of the combustion chamber and heat transfer systems. The validation allows an approximation of the simulation results to the given requirements of individual engines much different from the engine discussed in this paper.
- The application of moderate injection delay angles of the additional fuel dose in the range $5 \div 15$ °CA slightly influences the combustion parameters: maximum pressure of the medium during the combustion, indicated efficiency and mean indicated pressure. Only wider angles of > 15 °CA result in a decrease of the indicated efficiency by more than 3%. The maximum heat release rate decreases as the delay angle increases, which may lead to a reduction in the NO_x and noise emission.
- The changes in the diesel oil combustion dynamics realized through changes of the Wiebe function exponents m_{on1} and m_{on2} slightly influence the pressure course, indicated efficiency and mean indicated pressure, which results from small energy shares of the fuel doses in the total energy supplied to the engine.
- A significant impact on the pressure course have the diesel fuel combustion angles depending on the quality of fuel atomization and thermodynamic parameters of the medium in the beginning of combustion. An increase in the combustion angles α_{sp1} , α_{sp2} results in a decrease in the maximum pressure of the medium, heat release rate $(dQ/d\alpha)_{\text{max}}$, indicated efficiency and mean indicated pressure.
- A change in the dynamics of CNG combustion, depending mostly on its composition, significantly influences the combustion parameters. An increase in the combustion angle results in a monotonic decrease of both efficiency η_i , and pressure p_i , which should have an adverse effect on the external engine parameters. A change in the CNG combustion angle results in a decrease of the maximum dynamics of heat release from the gas and that results in a reduction of the maximum value of $(dQ/d\alpha)_{\text{on+g}}$.
- Model ma charakter uniwersalny, jednak symulacja dla konkretnego silnika wymaga walidacji modelu na podstawie uproszczonych badań silnikowych. Pozwala to na określenie przybliżonych zakresów zmian, takich parametrów jak: kąt opóźnienia samozapłonu, wykładniki funkcji Wibego dla dawek i paliw, kątów spalania. Zmiany wymienionych parametrów są indywidualne dla konkretnego silnika i związane z jego systemem zasilania, wymiarami geometrycznymi komory spalania oraz systemem odprowadzania ciepła. Walidacja pozwala przybliżyć wyniki symulacji do określonych potrzeb konkretnego silnika znacznie różniącego się od silnika stosowanego w tej pracy.
- Stosowanie umiarkowanych kątów opóźnienia wtrysku dawki dodatkowej w zakresie $5 \div 15$ °OWK nieznacznie wpływa na parametry spalania takie jak: ciśnienie maksymalne czynnika w czasie spalania, sprawność indykowana i średnie ciśnienie indykowane. Dopiero większe kąty opóźnienia > 15 °OWK powodują zmniejszenie sprawności indykowanej o ponad 3%. Maksymalna szybkość wydzielania ciepła maleje wraz ze zwiększaniem kąta opóźnienia, co może wpływać na zmniejszenie emisji NO_x i hałaśliwości pracy silnika.
- Zmiany dynamiki spalania oleju napędowego realizowane przez zmiany wykładników funkcji Wibego m_{on1} i m_{on2} nieznacznie wpływają na przebieg ciśnienia, sprawność indykowaną oraz średnie ciśnienie indykowane, co wynika z małych udziałów energetycznych dawek w całkowitej ilości energii dostarczanej do silnika.
- Istotny wpływ na przebieg ciśnienia czynnika mają kąty spalania ON zależne do jakości rozpylenia paliwa i parametrów termodynamicznych czynnika na początku spalania. Wzrost kątów spalania α_{sp1} , α_{sp2} powoduje zmniejszenie ciśnienia maksymalnego czynnika, szybkości wydzielania ciepła $(dQ/d\alpha)_{\text{max}}$, sprawności indykowanej i średniego ciśnienia indykowanego.
- Zmiana dynamiki spalania gazu zależna głównie od jego składu wpływa istotnie na parametry spalania. Wzrost kąta spalania gazu powoduje monotoniczne zmniejszanie zarówno sprawności η_i , jak i ciśnienia p_i , co powinno niekorzystnie wpłynąć na parametry zewnętrzne silnika. Zmiana kąta spalania gazu powoduje zmniejszanie maksymalnej dynamiki wydzielania ciepła z gazu, a to powoduje zmniejszanie maksymalnej wartości $(dQ/d\alpha)_{\text{on+g}}$.
- Zmiana dynamiki spalania gazu przy stałym kącie spalania osiągana przez zmianę wykładnika m_{wg} w niewielkim stopniu wpływa na maksymalne wartości szybkości wydzielania ciepła z gazu $(dQ/d\alpha)_g$. Powoduje jednak opóźnienie punktu jej występowania, co wpływa na zmiany ciśnienia w wysokociśnieniowych zakresach procesu spalania. Skala tych zmian jest jednak mniejsza niż przy zmianie kąta spalania gazu. Zmiana dynamiki dla zakresu $m_{\text{wg}} = 1,0 \div 2,0$ prawie nie wpływa na sprawność indykowaną silnika, a to pozytywnie rokuje na możliwości doboru regulacji składu mieszaniny gazowej w rzeczywistych procesach silnikowych.

- A change in the dynamics of CNG combustion at a constant combustion angle obtained through changing of exponent m_{wg} slightly influences the maximum values of the heat release rate from the gas $(dQ/d\alpha)_g$. It leads to a delay of the point of its occurrence, which has impact on the pressure changes in the high-pressure part of the combustion. The scale of these changes is smaller than in the case of CNG combustion angle. A change in the dynamics for range $m_{wg} = 1.0 \div 2.0$ has almost no influence on the engine indicated efficiency and this is promising in terms of the possibilities of controlling of the gas mixture composition in actual engine processes.
- The application of simulation research allows a varied evaluation of the combustion parameters and engine performance and facilitates reasoning when selecting the engine parameters. This should significantly reduce the costly engine tests.
- The comparisons of the simulated pressure courses with the measured pressures indicate that the tested model should undergo an improvement, particularly in heat transfer to the walls. This will ensure a better convergence of the calculation results with the actual engine processes.
- Zastosowanie badań symulacyjnych pozwala na różnorodną ocenę parametrów spalania, osiągow silnika i ułatwia wnioskowanie przy doborze parametrów regulacyjnych silnika. Powinno to ograniczyć w znacznym stopniu kosztowne badania silnikowe.
- Porównania symulowanych przebiegów ciśnień z ciśnieniami zmierzonymi wskazują, że badany model powinien być doskonały, głównie w zakresie wymiany ciepła ze ściankami. Pozwoli to na lepsze dopasowanie wyników obliczeń do rzeczywistych procesów silnikowych.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Abd Alla G.H., Soliman H.A., Badr O.A., Abd Rabbo M.F.: Combustion quasi-two zone predictive model for dual fuel engines. *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 1477-1498, 2001.
- [2] Cailool Chr., Delorme T., Denis P., Berardi G., Porterie B.: A Combustion Model for Analyzing the Effects of Natural Gas Composition on the Operation of a Spark Ignition Engine. SAE Paper No. 2002-01-2236, 2002.
- [3] Hountalas D.T., Papagiannakis R.G.: A Simulation Model for the Combustion Process of Natural Gas Engines with Pilot Diesel Fuel as an Ignition Source. SAE Paper 2001-01-1245.
- [4] Singh S., Liang L., Kong S.C., Reitz R.D.: Development of a Flame Propagation Model for Dual-Fuel Partially Premixed Compression Ignition Engines. *International Journal of Engine Research*, vol. 7 no. 1, 65-75, 2006.
- [5] Matyjasik M.: Aktywizacja procesu spalania mieszaniny gaz-powietrze w silnikach dwupaliwowych przez podział dawki inicjującej oleju napędowego. Rozprawa doktorska, ATH, Bielsko-Biała 2012.
- [6] Stelmasiak Z.: The Modeling of the Gas Combustion Course Using Theoretical Diphas Model that Describes the Combustion in a Dual Fuel Engine Fed with Both Natural Gas and Diesel Oil. *Fisita 2002 World Automotive Congress*, Paper No. F02 V211.
- [7] Stelmasiak Z.: Modelowanie przebiegu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem. *Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie, Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji nr ISDN 1642-1639*, s. 447-456, Kraków 2003. Konferencja n.t. *Badania symulacyjne w technice samochodowej*, Kazimierz Dolny 26-28 maja 2003.
- [8] Stelmasiak Z., Larisch J., Gilowski T., Matyjasik M.: The optimization of combustion process in a dual fuel engine with Common Rail and gas injection systems, *International Congress on Combustion Engines PTNSS KONGRES-2007 „The Development of Combustion Engines”*, Kraków 20-23.05.2007, Paper No. P07-C004.
- [9] Stelmasiak Z.: The Combustion Controlling in the Dual Fuel CI Engine by Pilot Dose Division, *Combustion Engines* No. 3/2011.
- [10] Stelmasiak Z.: Possibility of Improvement of Some Parameters of Dual Fuel CI Engine by Pilot Dose Division, *Journal of Polish Cimac*, Vol. 6, No.1/2011, pp. 181-189, 2011.

Zdzisław Stelmasiak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biała.

Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl



Marcin Matyjasik, MEng. – doctoral student at the Faculty of Machine Design and Information Technology, University of Bielsko-Biała.

Mgr inż. Marcin Matyjasik – doktorant na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki, Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.



Model research of injection of gasoline and E85 into the engine intake pipe

The paper describes a simulated injection of PB 95 and E85 to an intake pipe. Integrated with a model of an injector, a geometric model of an intake pipe of a diameter that corresponds to real dimensions was developed with AVL FIRE software. Twenty consecutive injections of these types of fuel to the intake pipe were simulated. The studies focused on how the intensity of fuel film formation was impacted by PB 95 and E85 depending on engine speed and the pressure in the intake pipe. The paper provides selected results for several engine operating points.

Key words: CFD modeling, fuel film, ethanol

Badania modelowe wtrysku benzyny i paliwa E85 do przewodu dolotowego silnika

W artykule przedstawiono badania modelowe wtrysku benzyny Pb95 oraz paliwa E85 do przewodu dolotowego silnika. Zastosowano oprogramowanie AVL FIRE. Zbudowano model geometryczny przewodu dolotowego o średnicy odpowiadającej wymiarom obiektowi rzeczywistemu, wraz z zamontowanym modelem wtryskiwacza. Symulowano 20 kolejnych wtrysków paliwa do przewodu dolotowego. Badano wpływ zastosowanego paliwa na intensywność powstawania filmu paliwowego w zależności od prędkości obrotowej silnika oraz ciśnienia w przewodzie dolotowym. Zamieszczono wybrane wyniki z badań dla kilku punktów pracy silnika.

Słowa kluczowe: modelowanie CFD, film paliwowy, etanol

1. Introduction

Recently, a considerable growth of interest in substitute and alternative fuels for vehicles has been observed. The growth of oil prices in world markets forces us to search for new fuels that could partly or wholly replace the crude oil based fuels. Recently, a new fuel referred to as Bio85 has appeared in the gas stations. This type of fuel contains 70 ÷ 85% ethanol and is an alternative to oil-derivative fuels. Application of alcohol-based fuels for fuelling of vehicles may contribute, among others, to a decrease in the exploitation of natural resources (a new source of energy) and a decrease in environmental hazards (lower exhaust emissions). However, the use of ethanol for fuelling of vehicles requires adjustment of the injection and engine control system. FFV (*Flexi Fuel Vehicles*) adjusted by manufacturers for use of this type of fuel are already available in the Polish market.

Following an injection of fuel in the intake system of the engine appears a harmful phenomenon involving sedimentation of some of the injected fuel on the walls. The fuel creates a fuel film that gradually evaporates and drips into the cylinder with a considerable delay. When a fuel other than gasoline is used the volume and speed of evaporation of the fuel film changes. This phenomenon has to be compensated for in an appropriate way (by determining of the coefficients) in the control algorithm. In order to identify the process of fuel spray and the formation of the fuel film on the engine intake system walls for gasoline and E85 simulation tests were performed with the use of software manufactured by AVL. The influence of alcohol-based fuel on the intensity of the fuel film formation depending on the engine speed and the pressure in the intake pipe was also tested. The distribution and thickness of the fuel film in the engine intake pipe was also analyzed.

1. Wstęp

Ostatnio obserwuje się znaczący wzrost zainteresowania zastępczymi i alternatywnymi paliwami do pojazdów samochodowych. Wzrost cen ropy naftowej na rynkach światowych skłania do poszukiwania nowych paliw, które częściowo lub całkowicie zastąpiłyby paliwa pochodzące z przeróbki ropy naftowej. Obecnie na stacjach benzynowych pojawiło się nowe paliwo pod nazwą Bio85. Paliwo to zawiera 70 ÷ 85% etanolu i stanowi rozwiązanie alternatywne dla paliw ropopochodnych. Zastosowanie paliw alkoholowych do zasilania pojazdów samochodowych może przyczynić się między innymi do zmniejszenia wykorzystania zasobów naturalnych (nowe źródło energii) oraz zmniejszenia zagrożenia środowiska (mniejsza emisja substancji szkodliwych). Zastosowanie etanolu do zasilania pojazdów wymaga jednak przystosowania do tego układu wtryskowego oraz układu sterowania. Na polskim rynku są już dostępne pojazdy FFV (*Flexi Fuel Vehicles*) przystosowane przez producentów do zasilania tego typu paliwem.

Po wtrysku paliwa w układzie dolotowym silnika powstaje szkodliwe zjawisko osadzania się na ściankach części wtryskiwanego paliwa. Paliwo tworzy tam tzw. film paliwowy stopniowo parujący i ściekający do cylindra ze znacznym opóźnieniem. Przy zastosowaniu paliwa o innych właściwościach niż benzyna występuje zmiana wielkości i szybkości parowania filmu paliwowego. Zjawisko to musi być kompensowane w odpowiedni sposób (wyznaczonymi współczynnikami) w algorytmie sterującym. W celu identyfikacji procesu tworzenia strugi paliwa oraz powstawania filmu paliwowego na ściankach układu dolotowego silnika dla benzyny oraz E85 przeprowadzono badania symulacyjne z wykorzystaniem oprogramowania firmy AVL. Badano

Modeling of physical phenomena occurring in a diesel engine is today very common [2 – 4]. Solving complex problems is possible thanks to a technique referred to as numerical fluid mechanics. By discretization of the analyzed volume and division into cells of infinite volume and thanks to the numerical solution of partial differential equations it is possible to determine approximate values of pressure gradients, temperatures or flow speeds of compressive factor. Most of the contemporary CFD programs are based on Navier-Stokes' equations describing the principle of behavior of mass, momentum and energy of a moving fluid and, then discretizing the same using the method of finite elements, finite volumes of finite differences. The use of the software also enables conducting simulation tests of flows, in which chemical reactions or combustion processes occur, flows through porous structures, flows of Newton's fluids or non-Newton's fluids and simulation of fluid structure interaction.

2. The model of intake pipe

The model of intake pipe was developed in Workflow Manager module of AVL FIRE program. The model is composed of an intake pipe model and an injector model. The diameter of the intake pipe and the injector dimensions were determined based on the measurements of an actual object. In order to eliminate discontinuity in geometry and ensure the required accuracy of calculations, the correctness of the developed grid was verified. A cell type referred to as Hexahedron was used for the construction of the model. Finally, the model included 31500 cells (Fig. 1). This level of geometrical discretization ensured the required accuracy of calculations and simultaneous shortening of the period of calculations.

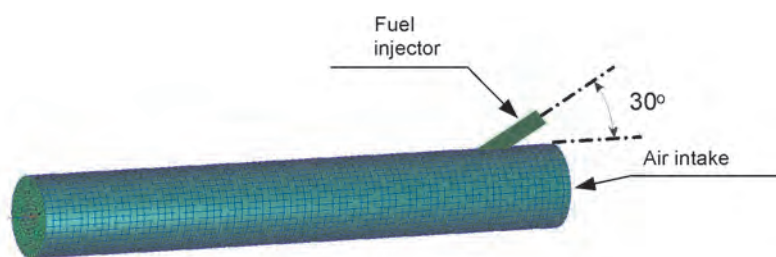


Fig. 1. The calculation grid of the tested intake pipe
Rys. 1. Siatka obliczeniowa badanego przewodu dolotowego

Due to the occurrence of a violent flow, it was necessary to define an appropriate model of turbulence. The k-zeta-f model was used for turbulent flows. This choice was determined by analysis of the literature related to simulation tests [1]. AVL FIRE Wall Film model was also used for the determination of the distribution of fuel in the intake pipe and the determination of the intensity of evaporation of the fuel from the film. The calculations were performed with the assumption of a model of density of an ideal gas, where density was determined by the function of pressure and temperature. The flow of fluid was defined as a compressive flow.

wpływ paliwa alkoholowego na intensywność powstawania filmu paliwowego w zależności od prędkości obrotowej silnika oraz ciśnienia w przewodzie dolotowym. Analizowano rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym silnika.

Modelowanie zjawisk fizycznych, jakie zachodzą w silniku spalinowym jest obecnie bardzo rozpowszechnione [2 – 4]. Rozwiązywanie złożonych zagadnień możliwe jest dzięki technice określanej jako numeryczna mechanika płynów. Przez dyskretyzację analizowanej objętości oraz podział na komórki o skończonej objętości i dzięki numerycznemu rozwiązaniu cząstkowych równań różniczkowych możliwe jest przybliżone wyznaczenie gradientów ciśnień, temperatur lub prędkości przepływu czynnika ściśliwego. Większość współczesnych programów CFD bazuje na równaniach Naviera-Stokesa, opisujących zasadę zachowania masy, pędu i energii dla poruszającego się płynu, a następnie dyskretyzuje je za pomocą metody elementów skończonych, metody objętości skończonych lub metody różnic skończonych. Zastosowane oprogramowanie umożliwia także prowadzenie badań symulacyjnych przepływów, w których występują reakcje chemiczne lub procesy spalania, przepływów przez struktury porowate, przepływów płynów newtonowskich lub nienewtonowskich oraz symulację interakcji płyn–ciało stałe (*Fluid Structure Interaction*).

2. Model przewodu dolotowego

Model przewodu dolotowego opracowano w module Workflow Manager programu AVL FIRE. Model złożony jest z modelu przewodu dolotowego oraz z modelu wtryskiwacza. Średnicę przewodu dolotowego oraz wymiary wtryskiwacza określono na podstawie pomiarów rzeczywistego obiektu badawczego. W celu wyeliminowania nieciągłości w geometrii oraz zapewnienia wymaganej dokładności obliczeń wykonano weryfikację poprawności opracowanej siatki. Do budowy modelu zastosowano jeden typ komórki o nazwie Hexahedron. Ostatecznie model składał się z 31 500 komórek (rys. 1). Taki poziom dyskretyzacji geometrycznej zapewnił wymaganą dokładność obliczeń przy jednoczesnym skróceniu czasu obliczeń.

Z uwagi na występowanie przepływu burzliwego niezbędne było zdefiniowanie odpowiedniego modelu turbulencji. Podczas obliczeń zastosowano model k-zeta-f dla przepływów turbulentnych. Wybór ten był podyktowany analizą literatury dotyczącej badań symulacyjnych [1]. Zastosowano także moduł AVL FIRE Wall Film do określenia rozkładu paliwa w przewodzie dolotowym oraz określenia intensywności parowania paliwa z filmu. Obliczenia prowadzono przy założeniu modelu gęstości gazu idealnego, gdzie gęstość została określona funkcją ciśnienia i temperatury. Przepływ płynu zdefiniowano jako ściśliwy.

Warunki początkowe dla powietrza:

- gęstość w warunkach normalnych $1,19 \text{ kg/m}^3$,
- temperatura $30 \text{ }^\circ\text{C}$,
- energia kinetyczna turbulencji $0,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$,

- Initial conditions for the air:
- density in normal conditions: 1.19 kg/m^3 ,
- temperature: $30 \text{ }^\circ\text{C}$,
- kinetic energy of turbulence: $0.5 \text{ m}^2/\text{s}^2$,
- scale of turbulence: 0.003588 m ,
- turbulence dissipation speed: $16.1873 \text{ m}^2/\text{s}^3$.

The tests assumed Pb95 as fuel and a mixture of ethanol and gasoline (E85 biofuel) with their physical and chemical properties available in the program library. The fuel temperature of $50 \text{ }^\circ\text{C}$ was assumed. The fuel was dosed into the intake pipe with the use of an injector model with its shape geometry and dimensions corresponding to the original injector. The injection was made in a stepwise function depending on the fuel injection time ensuring constant output during the entire injection process. The diameter of the intake pipe was 0.036 m . In order to determine the mass of the injected fuel and the mass of air in the intake pipe, identification tests were made with respect to a real object. The obtained results constituted conditions precedent to the developed intake pipe model.

3. The plan of experiment

Simulation tests were performed in eight test points for the range of engine speeds from 1500 rpm to 3900 rpm and pressure in the intake pipe of up to 37 kPa to 85 kPa. Due to the fact that simulation calculations are time-consuming a calculation step of every $5 \text{ }^\circ\text{CA}$ was applied. The simulation process involved twenty consecutive fuel injections into the intake pipe, which allowed the fuel film mass to stabilize in the intake pipe in every test point.

4. Results of simulation tests

As a result of the performed simulation tests the authors obtained the distribution and the thickness of the fuel film in the intake pipe following the injection of gasoline and E85 biofuel depending on the engine speed and pressure in the intake pipe. Figure 2 presents a visualization of the fuel injection into the intake pipe for the test point $n = 3900 \text{ rpm}$ and the pressure in the intake pipe of $p_d = 85 \text{ kPa}$. The results of the simulation tests presented in Fig. 3 – 10 allows examining the distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe. Due to the need of appropriate visualization and interpretation of the simulation test results a different scale of concentration was assumed for every test point.

5. The analysis of simulation test results

Figure 2 presents an example visualization of the fuel injection into the intake pipe for the engine speed of 3900 rpm and the pressure in the intake pipe 85 kPa. From the very beginning of the injection the fuel spray is atomized. Fuel drops are distributed in the intake pipe creating a conical aerosol. After the crankshaft angle of approx. $60 \text{ }^\circ\text{CA}$ the atomized fuel hits the bottom wall of the pipe. Nearly the entire dose of the injected fuel reaches the wall. The fuel film formation is accompanied by aerodynamic forces of airflow. Flowing air causes dislocation of the fuel film in the direction of the intake valve and breaking of the same into smaller fragments.

- skala turbulencji $0,003588 \text{ m}$,
- szybkość dyssypacji turbulencji $16,1873 \text{ m}^2/\text{s}^3$.

W badaniach jako paliwo przyjęto benzynę Pb95 oraz mieszanę alkoholu etylowego i benzyny (biopaliwo E85), których właściwości fizykochemiczne dostępne są w bibliotece programu. Przyjęto temperaturę paliwa równą $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Paliwo dozowane jest do przewodu dolotowego za pomocą modelu wtryskiwacza, którego geometria odpowiada kształtem i wymiarami oryginalnemu wtryskiwaczowi. Wtrysk realizowano funkcją skokową w zależności od czasu wtrysku paliwa, zapewniając stały wydatek w czasie całego procesu wtrysku. Średnica przewodu dolotowego wynosiła $0,036 \text{ m}$. W celu określenia masy wtryskiwanego paliwa oraz masy powietrza w przewodzie dolotowym wykonano badania identyfikacyjne na obiekcie rzeczywistym. Uzyskane wyniki stanowią warunki wstępne do opracowanego modelu przewodu dolotowego.

3. Plan eksperymentu

Badania symulacyjne wykonano w ośmiu punktach badawczych dla zakresu prędkości obrotowych od 1500 obr/min do 3900 obr/min oraz ciśnienia w przewodzie dolotowym od 37 kPa do 85 kPa. Ze względu na czasochłonność obliczeń symulacyjnych zastosowano krok obliczeniowy co $5 \text{ }^\circ\text{OWK}$. W procesie symulacyjnym realizowano dwadzieścia kolejnych wtrysków paliwa do przewodu dolotowego, co pozwoliło na ustabilizowanie się masy filmu paliwowego w przewodzie dolotowym w każdym punkcie badawczym.

4. Wyniki badań symulacyjnych

W rezultacie przeprowadzonych badań symulacyjnych uzyskano rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym po wtrysku benzyny i biopaliwa E85 w zależności od prędkości obrotowej silnika i ciśnienia w przewodzie dolotowym. Na rysunku 2 przedstawiono wizualizację wtrysku paliwa do przewodu dolotowego dla punktu badawczego $n = 3900 \text{ obr/min}$ i ciśnienia w przewodzie dolotowym $p_d = 85 \text{ kPa}$. Wyniki z badań symulacyjnych przedstawione na rysunkach 3 – 10 pozwalają na zbadanie rozkładu i grubości filmu paliwowego w przewodzie dolotowym. Ze względu na potrzebę właściwej wizualizacji i interpretacji wyników badań symulacyjnych, dla każdego punktu badawczego przyjęto inną skalę koncentracji.

5. Analiza wyników badań symulacyjnych

Na rysunku 2 przedstawiono przykładową wizualizację wtrysku paliwa do przewodu dolotowego dla prędkości obrotowej 3900 obr/min i dla ciśnienia 85 kPa. Już od początku inicjacji wtrysku następuje atomizowanie się strugi paliwa. Krople paliwa rozprzestrzeniają się w przewodzie dolotowym, tworząc stożkowy kształt aerozolu. Po czasie obrotu wału korbowego około $60 \text{ }^\circ\text{OWK}$ zatimizowane paliwo uderza o dolną ściankę przewodu. Niemalże cała dawka wtrysniętego paliwa dociera do ścianki. Powstaniu filmu paliwowego towarzyszą siły aerodynamiczne przepływu powietrza. Przepływające powietrze powoduje przemieszczanie się filmu paliwowego w kierunku zaworu dolotowego oraz jego rozerwanie na mniejsze fragmenty.

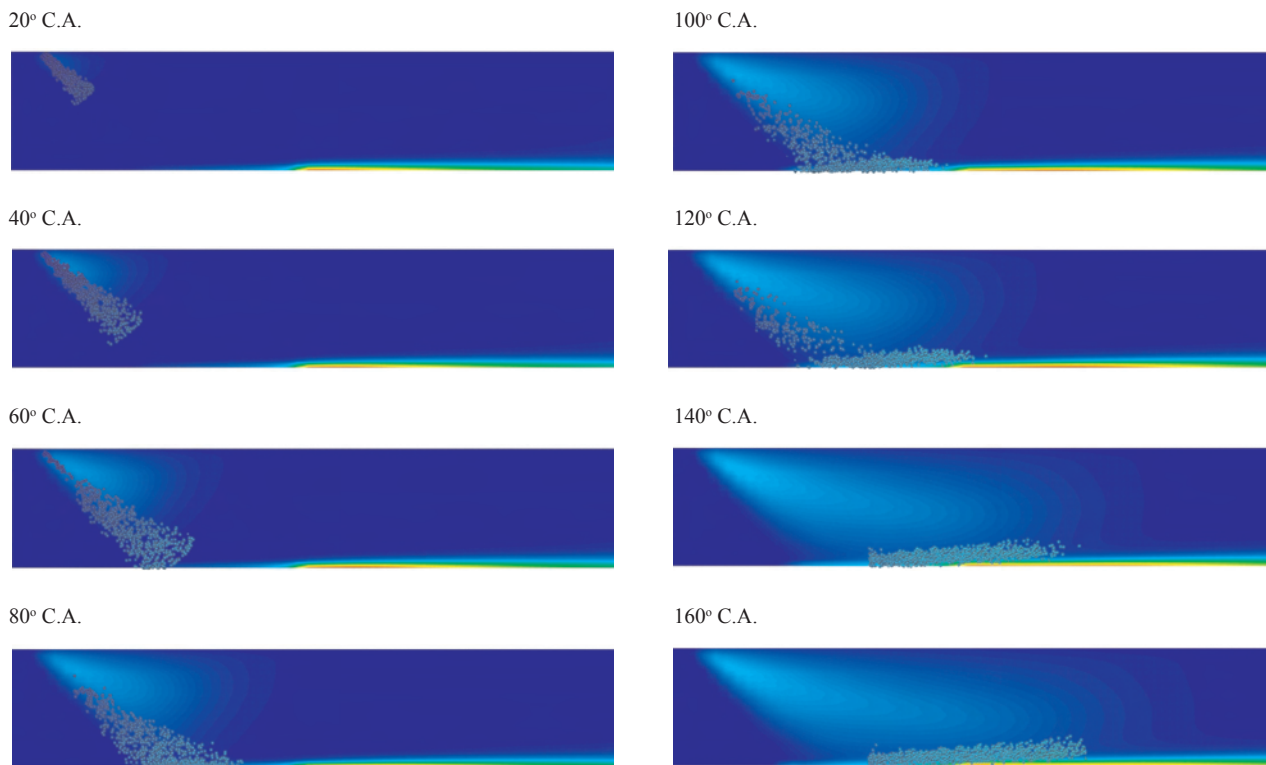


Fig. 2. Visualization of fuel injection into the intake pipe for the test point $n = 3900$ rpm and $p_d = 85$ kPa
 Rys. 2. Wizualizacja wtrysku paliwa do przewodu dolotowego dla punktu badawczego $n = 3900$ obr/min oraz $p_d = 85$ kPa

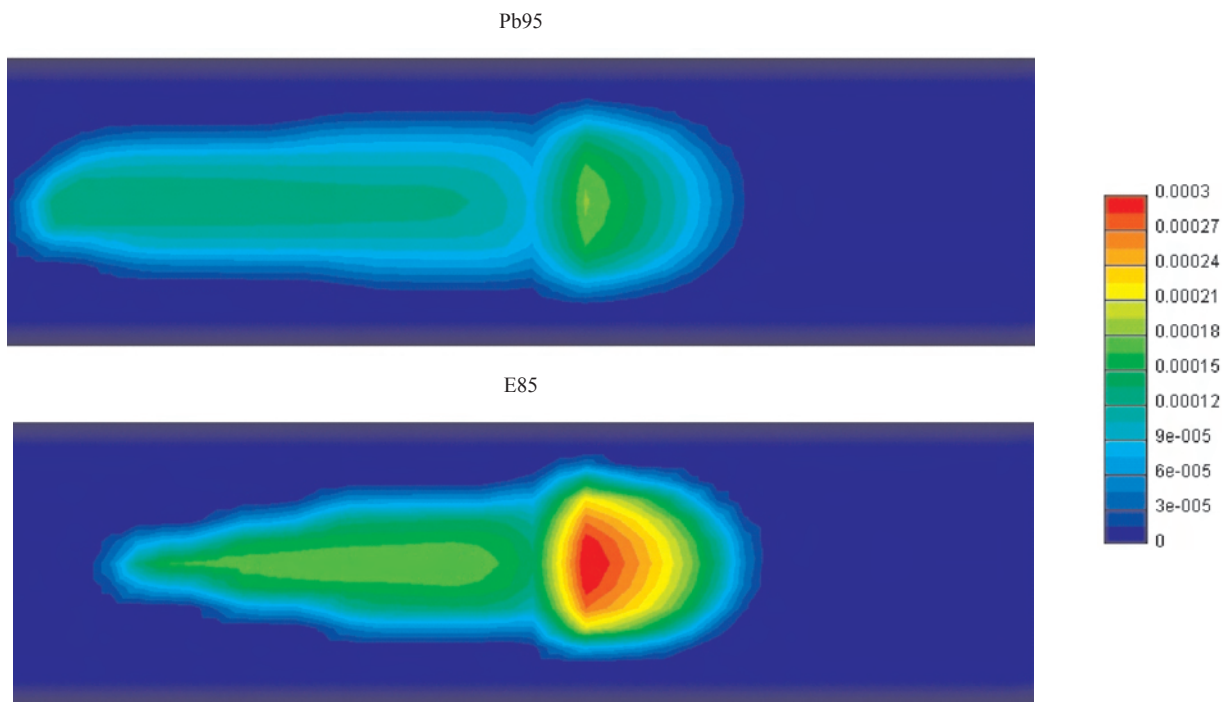


Fig. 3. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 3900 rpm and the pressure of 85 kPa in the intake pipe
 Rys. 3. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 3900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 85 kPa

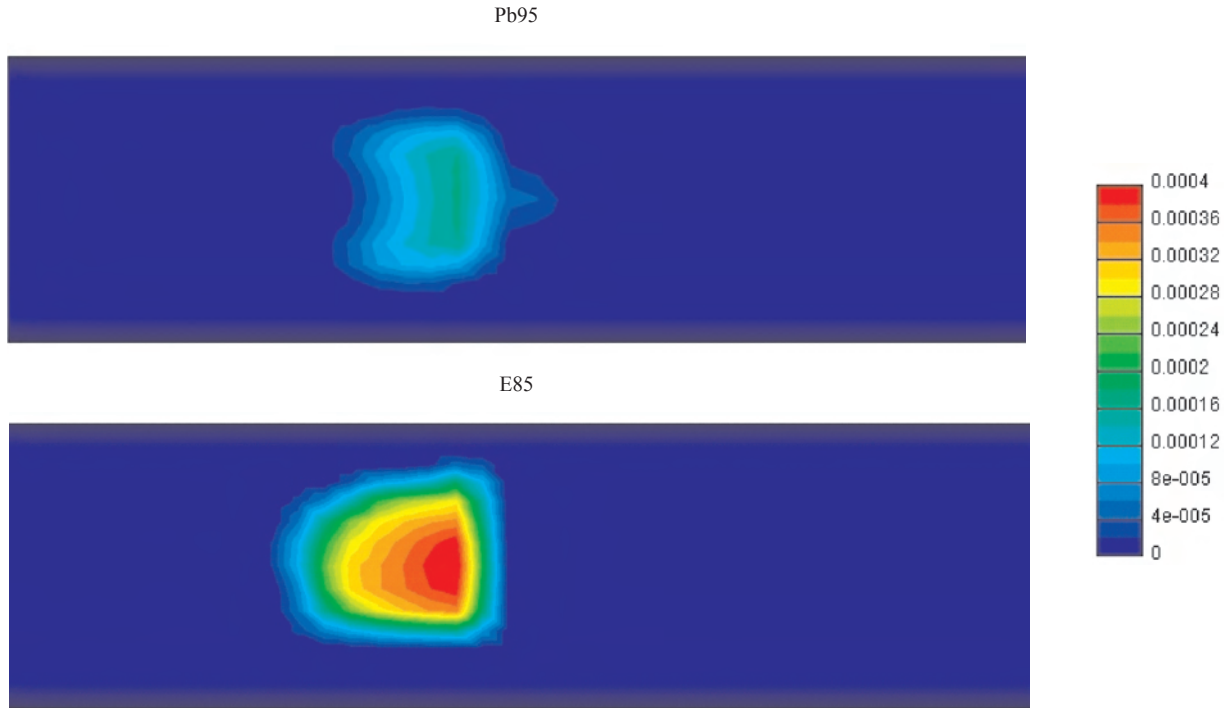


Fig. 4. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 1900 rpm and the pressure of 45 kPa in the intake pipe

Rys. 4. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 1900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 45 kPa

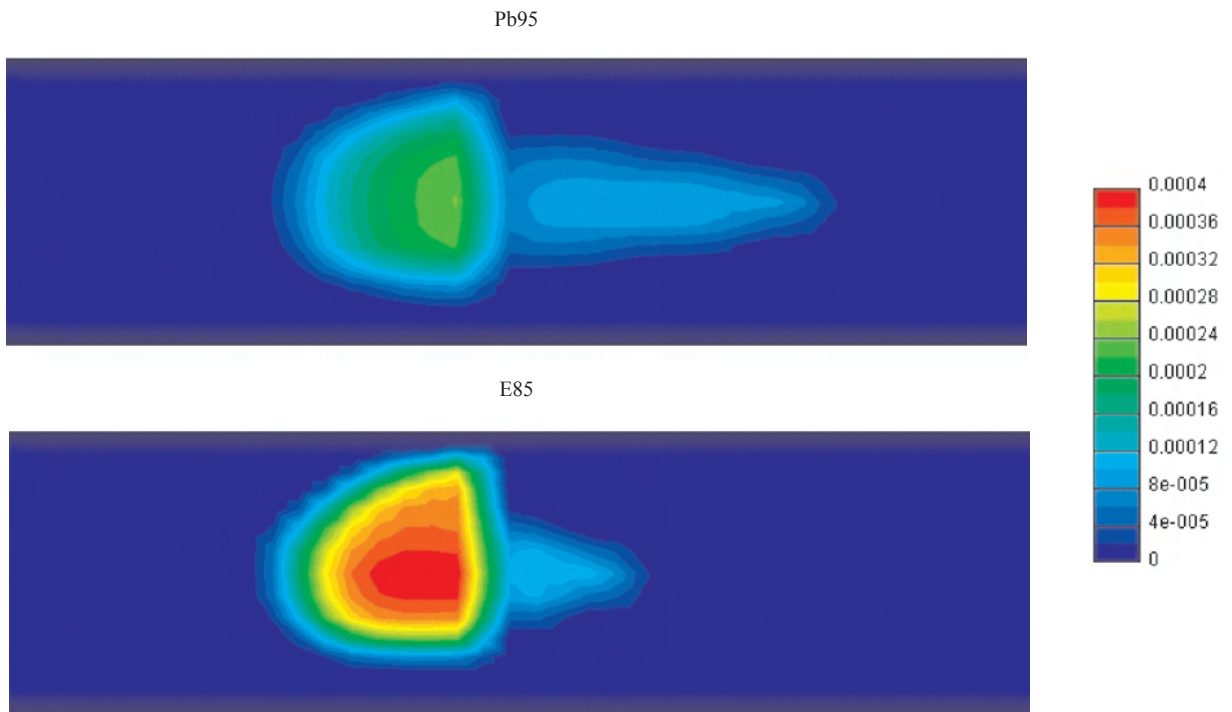


Fig. 5. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 1900 rpm and the pressure of 85 kPa in the intake pipe

Rys. 5. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 1900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 85 kPa

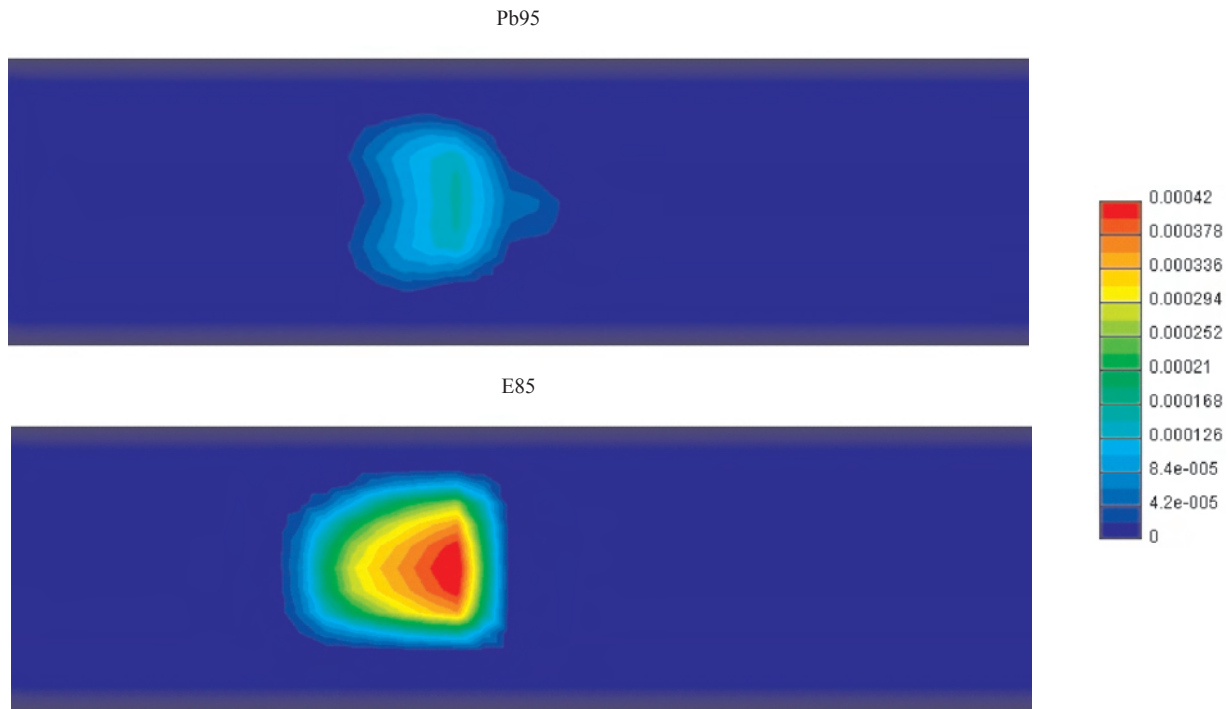


Fig. 6. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 2900 rpm and the pressure of 37 kPa in the intake pipe

Rys. 6. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 2900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 37 kPa

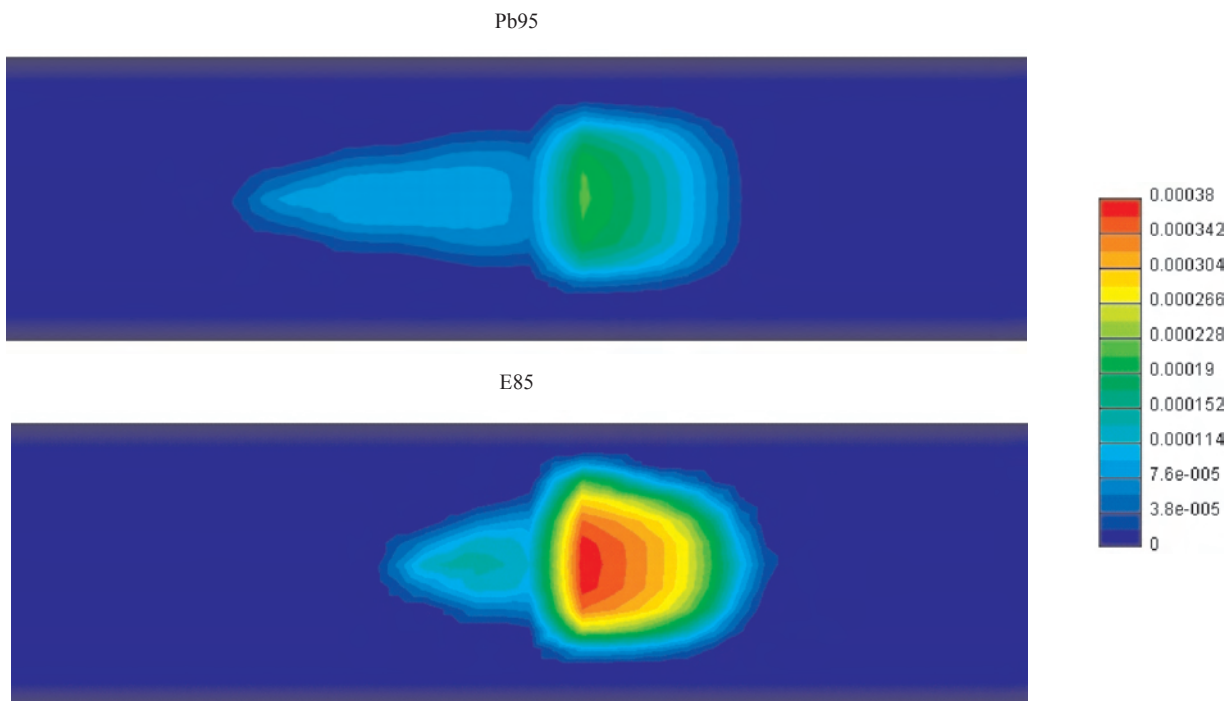


Fig. 7. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 2900 rpm and the pressure of 65 kPa in the intake pipe

Rys. 7. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 2900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 65 kPa

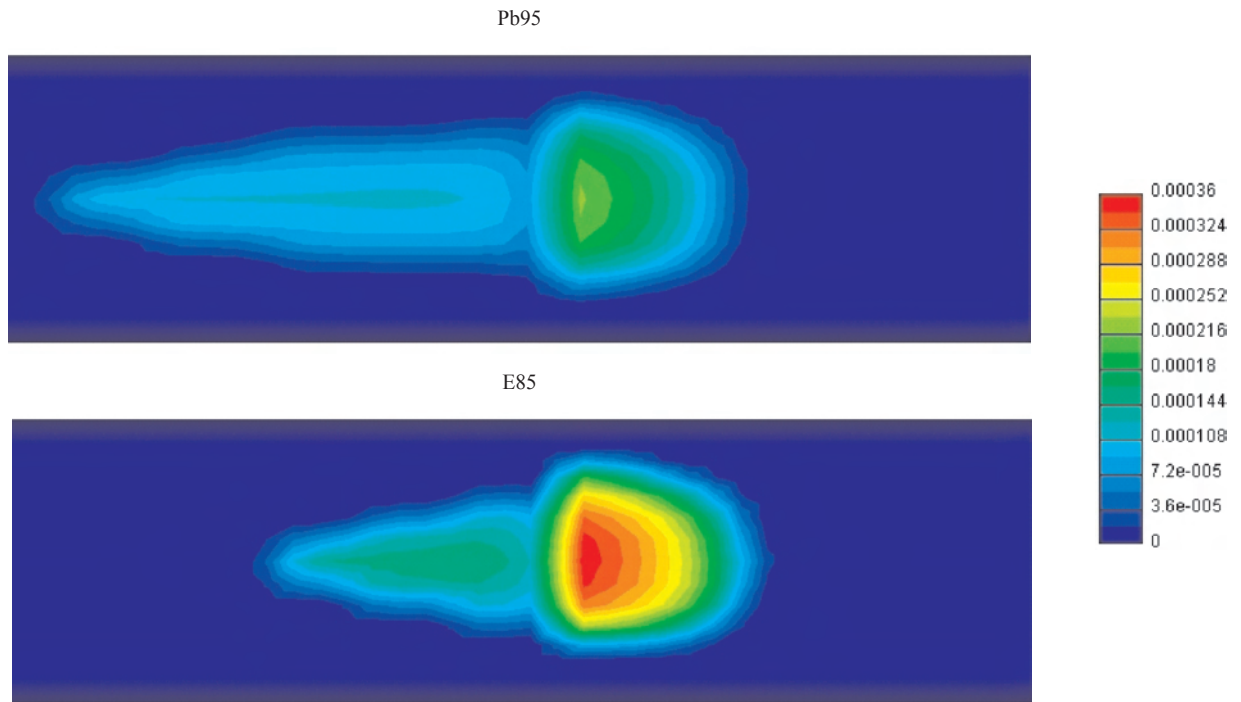


Fig. 8. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 2900 rpm and the pressure of 85 kPa in the intake pipe

Rys. 8. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 2900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 85 kPa

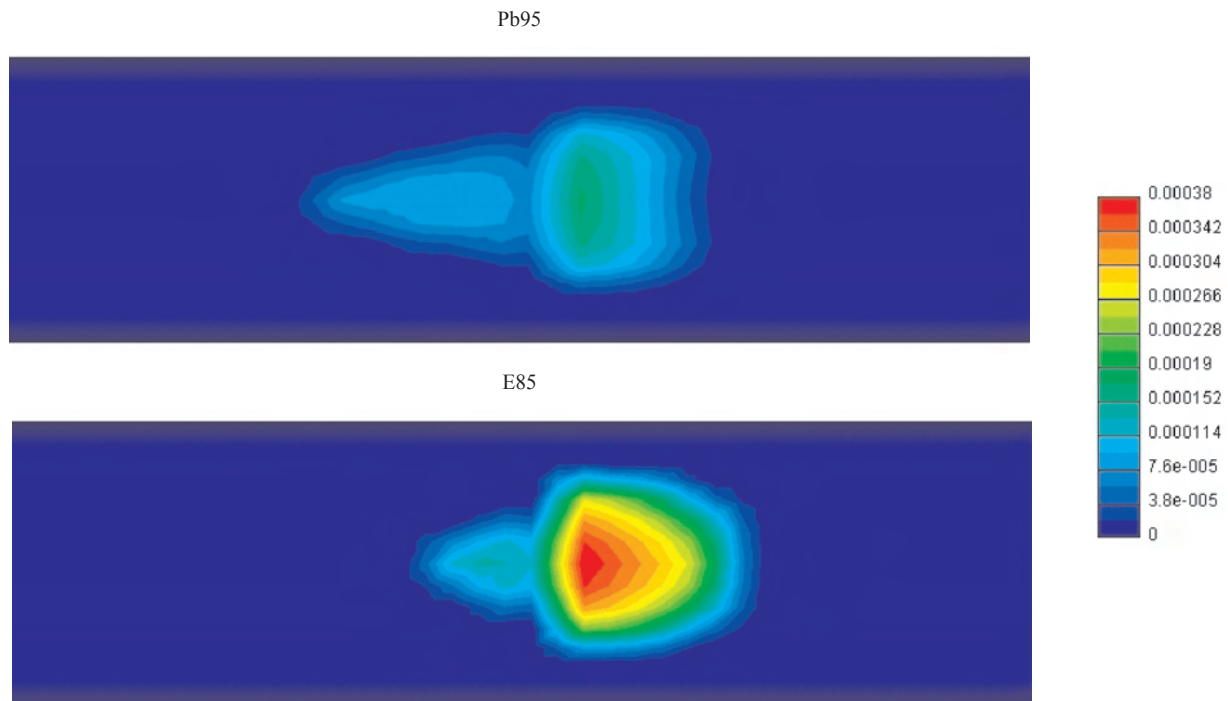


Fig. 9. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 3900 rpm and the pressure of 45 kPa in the intake pipe

Rys. 9. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 3900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 45 kPa

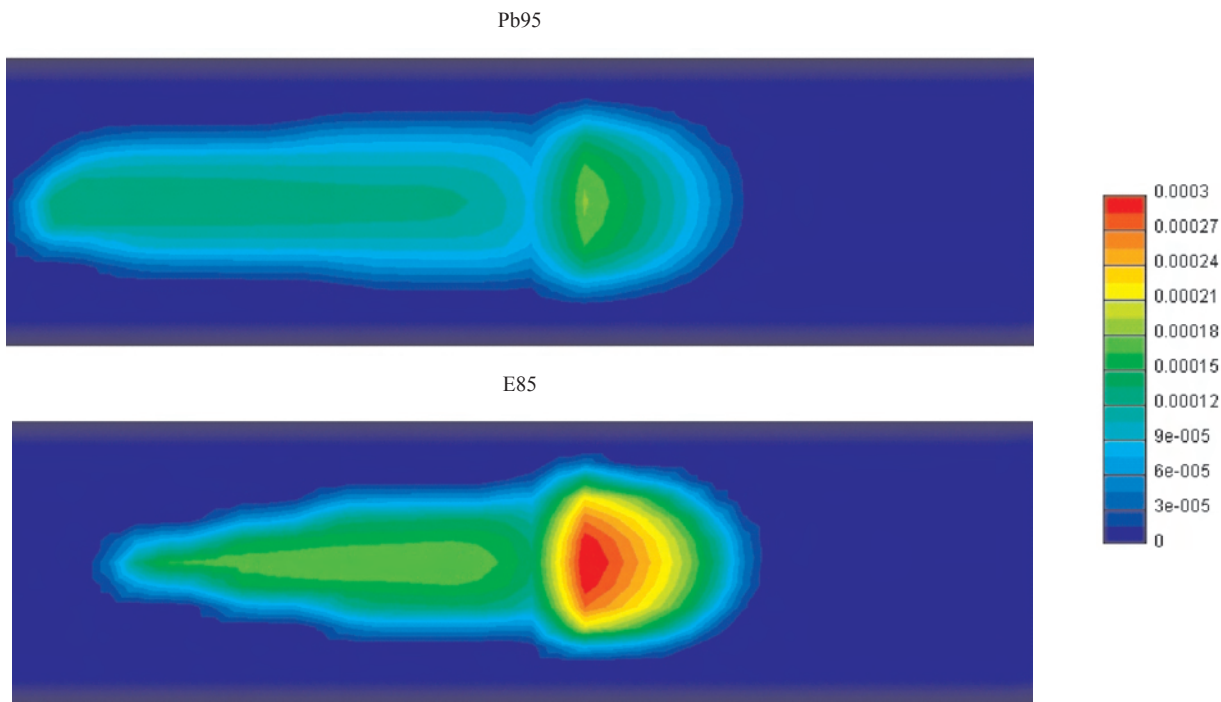


Fig. 10. Distribution and thickness of the fuel film in the intake pipe during the simulation of the feeding of gasoline and E85 biofuel for the engine speed of 3900 rpm and the pressure of 85 kPa in the intake pipe

Rys. 10. Rozkład i grubość filmu paliwowego w przewodzie dolotowym podczas symulacji zasilania benzyną i biopaliwem E85 dla prędkości obrotowej silnika 3900 obr/min i ciśnienia w przewodzie dolotowym 85 kPa

The fuel film surface assumes a parabolic shape (Fig. 3 – 10). The maximum thickness of the film is found in the place where the fuel is fed into the pipe. With an increase of the distance from the point of fuel injection the film is spilled gradually decreasing its concentration. The film thickness for E85 fuel assumes up to several times the value of the thickness of the gasoline film. Increase of the mass

Powierzchnia filmu paliwowego przyjmuje kształt paraboliczny (rys. 3 – 10). Maksymalna grubość filmu występuje w miejscu podawania paliwa do przewodu. Wraz ze zwiększaniem się odległości od punktu wtryskiwania paliwa film ulega rozlewaniu się, stopniowo zmniejszając swoją koncentrację. Grubość filmu dla paliwa E85 przyjmuje nawet kilkukrotną wartość grubości filmu benzynowego. Zwiększenie masowego strumienia przepływu powietrza wywołuje wzdłużne rozciągnięcie powierzchni filmu paliwa. Biopaliwo charakteryzuje się o wiele mniejszą intensywnością rozciągania takich fragmentów w porównaniu z benzyną. Zwiększanie masowego strumienia przepływu powietrza jest skutkiem zwiększenia prędkości obrotowej wału korbowego oraz zwiększenia ciśnienia w przewodzie dolotowym (zwiększenia gęstości powietrza).

Table 1. Results of simulation tests of the fuel film thickness
Tabela 1. Wyniki badań symulacyjnych grubości filmu paliwowego

n [rpm]/obr/min	p_b [kPa]	g_{Pb95} [mm]	g_{E85} [mm]	k_g [-]
1500	65	0.20400	0.38713	1.8977
1900	45	0.16512	0.41193	2.4947
	85	0.24125	0.40142	1.6639
2900	37	0.15494	0.43686	2.8195
	65	0.21581	0.37677	1.7458
	85	0.22006	0.35587	1.6172
3900	45	0.17504	0.38418	2.1948
	85	0.18284	0.30662	1.6770

airflow causes longitudinal stretching of the fuel film surface. Biofuel is characterized by much less intense stretching of these fragments as compared to gasoline. An increase in the mass stream of airflow results from an increase in the engine speed and an increase in the intake pipe pressure (increase of air density).

Współczynnik k_g wyraża względne zwiększenie masy filmu paliwowego E85 w stosunku do benzyny.

The results presented in Table 1 allow determining of the distribution and maximum thickness of the fuel film in the

Po wtrysku benzyny dla danej prędkości obrotowej silnika grubość filmu paliwowego wzrastała wraz ze wzrostem ciśnienia w przewodzie dolotowym. Przy zastosowaniu paliwa etanolowego tendencja ta ma charakter odwrotny i grubość filmu maleje wraz ze wzrostem ciśnienia. Na rysunku 11 przedstawiono charakterystykę współczynni-

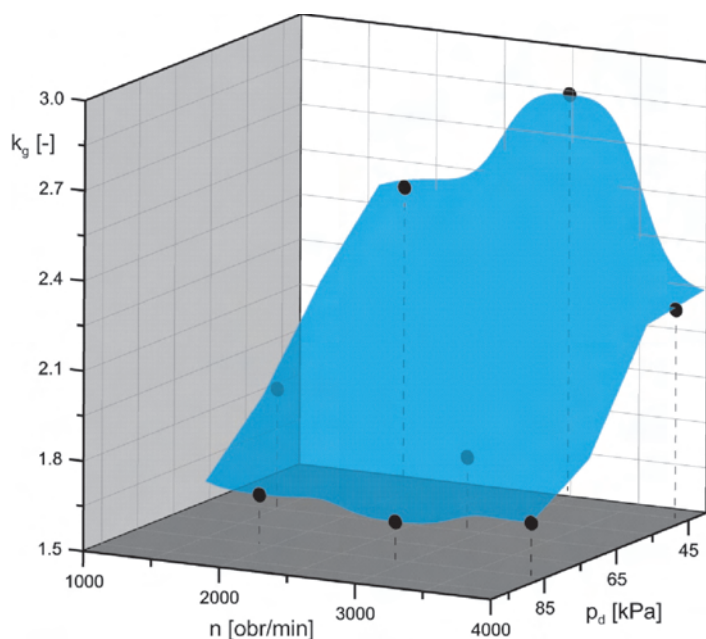


Fig. 11. Characteristics of k_g coefficient of proportionality of the fuel film thickness

Rys. 11. Charakterystyka współczynnika proporcjonalności grubości filmu k_g

intake pipe. It has been observed that the greatest differences in the fuel film thickness between Pb95 and E85 biofuel are observed within the range of small engine loads. k_g coefficient expresses a relative increase of the mass of the E85 fuel film as compared to gasoline.

Following the injection of gasoline for a given engine speed, the fuel film thickness increased with an increase of the pressure in the intake pipe. When using ethanol, this trend was contrary and the film thickness decreased with an increase of the pressure. Figure 11 presents characteristics of k_g coefficient of proportionality of the fuel film thickness in the intake pipe.

6. Conclusions

The obtained simulation test results allowed extending the knowledge on the processes of fuel-air mixture formation taking place when feeding gasoline and a mixture of gasoline and E85 ethanol to a spark ignition engine. It has been proved that the engine speed and the pressure in the intake system have effects upon the intensity of formation and the thickness of the fuel film following a replacement of gasoline with ethanol. The fuel film thickness for E85 is at times several times greater than that of gasoline. The reasons for the significant influence of both the tested factors include changed time courses of such phenomena as development and raising of the injected fuel spray by the flowing air and sedimentation of fuel on the intake pipe walls and, in particular, changes in the area and thickness of the fuel film.

The obtained simulation test results indicate a usefulness of the testing method used for the analysis of the phenomena occurring in the engine intake system following the injection of fuel without interference with the system. The said results also reduce the testing time considerably.

ka proporcjonalności grubości filmu paliwowego k_g w przewodzie dolotowym.

6. Podsumowanie

Otrzymane wyniki z badań symulacyjnych pozwoliły rozszerzyć wiedzę o procesach tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej, zachodzących podczas zasilania silnika o zapłonie iskrowym benzyną oraz mieszanką benzyny i alkoholu etylowego E85. Wykazano, że istnieje wpływ prędkości obrotowej wału korbowego silnika i ciśnienia w układzie dolotowym na intensywność powstawania i grubość filmu paliwowego po zastąpieniu benzyny alkoholem etylowym. Grubość filmu paliwowego dla paliwa E85 przyjmuje niekiedy nawet kilkukrotną wartość grubości filmu paliwowego dla benzyny. Przyczynami istotnego wpływu obu czynników badawczych są zmienione czasowe przebiegi takich zjawisk, jak: rozwój i unoszenie strugi wtryskiwanego paliwa przez przepływające powietrze oraz osiadanie paliwa na ściankach przewodu dolotowego, a zwłaszcza zmian pola powierzchni i grubości filmu paliwowego.

Uzyskane wyniki z badań symulacyjnych wskazują na przydatność zastosowanej metody badawczej do analiz zjawisk, jakie zachodzą w układzie dolotowym silnika po wtrysku paliwa bez ingerencji w układ i znacząco skracają czas badań.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] AVL FIRE, Methodology.
- [2] Guzzella L., Onder C. H.: Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.
- [3] Locatelli M.: Modeling and Compensation of the Fuel Path Dynamics of a Spark Ignited Engine. Doctoral Thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich 2004.
- [4] Stiesch G.: Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg 2003.

Marcin Szlachetka, MSc., MEng. – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Mgr inż. Marcin Szlachetka – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: m.szlachetka@pollub.pl



Prof. Mirosław Wendeker, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: m.wendeker@pollub.pl



A simulation study of turbocharger intake leakage on its efficiency

The paper presents a design of a selected turbocharger. A controlled damage has been described and discussed: An aftermath of an introduction of a foreign body into the impeller has been presented. The observations were made on a microscopic scale with small (50x) enhancements.

Key words: supercharging, turbocharger, combustion engine, damage

Badania symulacyjne wpływu nieszczelności układów dolotowych turbosprężarek na ich skuteczność działania

W artykule przedstawiono informacje na temat konstrukcji wybranej turbosprężarki. Opisano i omówiono uszkodzenie przeprowadzone w kontrolowany sposób. Przedstawiono następstwa przedostania się na wirnik sprężarki ciała obcego. Bazowano na obserwacjach mikroskopowych o niewielkich powiększeniach, tj. pięćdziesięciokrotnych.

Słowa kluczowe: doladowanie, turbosprężarka, silnik spalinowy, uszkodzenie

1. Introduction

The tests were carried out using a turbocharger manufactured by Garrett (GT 1749V) serially fitted in 1900 cm³ 88 kW passenger vehicle diesel engine.

The aim of the study was to show a cause and effect relation between a small defect of one of the turbocharger elements and a total damage of the assembly.

2. Design characteristics of the Garrett 1749V turbocharger

The described turbocharger has a typical design: the compression part, the turbine part and the center shroud. The compression of air is realized in a radial-axial centrifugal flow compressor with convoluted vanes. The compressor impeller is made of aluminum alloys. The decompression of the exhaust gases takes place in the centripetal radial-axial turbine. The impeller of the turbine is made of high alloy steel and is permanently fixed to the turbocharger shaft. The impeller and the turbine with the shaft have been shown in Fig. 1.

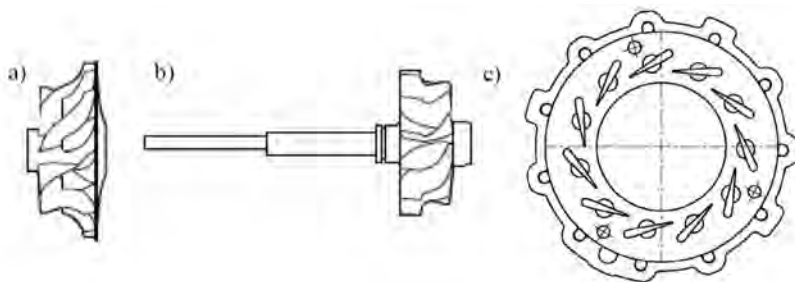


Fig. 1. Selected elements of the Garrett 1749V turbocharger: a) impeller, b) shaft with the turbine impeller, c) nozzle guide vane geometry set [6]

Rys. 1. Wybrane elementy turbosprężarki Garrett 1749V: a) wirnik sprężarki, b) wał z wirnikiem turbiny, c) zespół łopatek wieńca kierownicy [6]

1. Wstęp

Badania zrealizowano, wykorzystując turbosprężarkę firmy Garrett model GT 1749V, która jest montowana seryjnie, między innymi do silnika o pojemności 1900 cm³ o zapłonie samoczynnym i mocy znamionowej 88 kW, stosowanego do napędu samochodu osobowego.

Celem artykułu było wykazanie związku przyczynowo-skutkowego między niewielkim defektem jednego z elementów turbosprężarki a całkowitym zniszczeniem zespołu.

2. Charakterystyka konstrukcyjna turbosprężarki Garrett 1749V

Opisywana turbosprężarka ma typową budowę: część sprężarkową, część turbinową oraz korpus środkowy. Sprężanie powietrza odbywa się w sprężarce przepływowej, odśrodkowej (osiowo promieniowej) o łopatkach zwichrowanych. Wirnik sprężarki wykonany jest ze stopu aluminium. Rozprężanie spalin zachodzi w turbinie dośrodkowej (promieniowo-osiowej). Wirnik turbiny, wykonany ze stali wysokostopowej, połączony jest na stałe z wałem turbosprężarki. Wirnik ten oraz turbiny wraz z wałem przedstawiono na rys. 1.

Regulacja mocy turbiny (tym samym wydatku sprężarki) odbywa się za pomocą zmiany kąta nachylenia łopatek wieńca kierującego. Każda z 11 łopatek zamocowana jest w korpusie wieńca w taki sposób, że możliwy jest jej obrót wokół osi pionowej. Każda łopatka wieńca ma dźwignię, która współpracuje z ruchomym pierścieniem, umieszczonym na obwodzie. Obrót pierścienia powoduje kątowe przestawienie wszystkich łopatek, co wpływa na zmianę

The adjustment of the turbine power output (thus the turbocharger output) is done through a change in the angle of the guide vanes. Each of the 11 vanes is fixed in the shroud so that it is possible to turn them around their vertical axis. Each of the vanes has a lever connected to a moving ring placed on the circumference. A turn of the ring results in an angular shift of all the vanes, which changes the angle of exhaust gas flow onto the turbine impeller. The control of the ring movement is done through a pneumatic vacuum activated actuator. Figure 1c shows the NGV with the ring. All is assembled with the iron shroud.

The turbocharger shaft uses transverse and axial slide bearings. The lubricating medium is engine lubricant fed to the turbocharger via the oil gallery.

The transverse bearing bears the radial forces that come from the gases acting on the turbine impeller and the intake air acting on the compressor impeller. The bush of the transverse bearing (Fig. 2a) is a sleeve made of a bronze alloy that cooperates with the turbocharger shaft journals. The

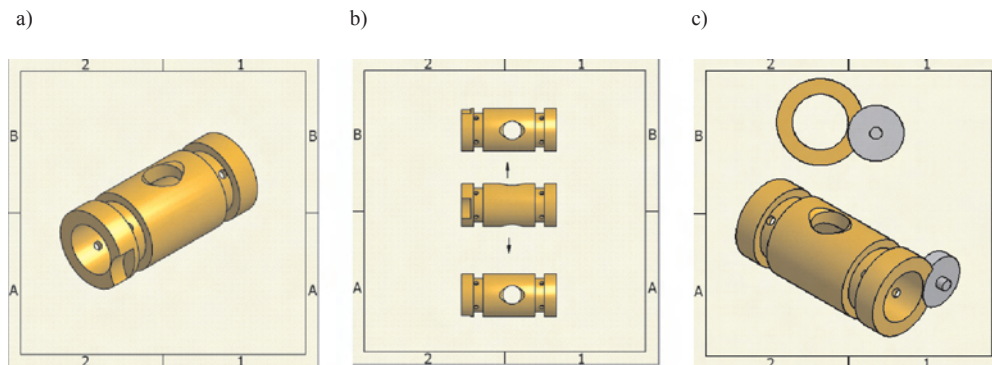


Fig. 2. The bush of the transverse slide bearing: a) general view, b) upper and lower oil hole, c) orientation of the bush against the shroud

Rys. 2. Panewka poprzecznego łożyska ślizgowego: a) widok ogólny, b) górny i dolny otwór spływowy oleju, c) sposób ustalenia pozycji panewki łożyska względem korpusu

oil is fed to the bearing in two points via ducts bored inside the shroud. The oil is fed to the bush-journal contact zone through holes on the sleeve circumference. Two grooves made on the circumference of the bush ensure that the oil in them maintains the continuity of the oil film inside the bearing. From the bush the oil escapes via two holes (Fig. 2b) – the upper and the lower one. The oil escaping through the lower hole flows directly to the space in the turbocharger shroud where it accumulates. The oil escaping through the upper hole flows to the external space of the sleeve additionally absorbing heat from the walls. The bush is fixed with a wedge of a round cross-section whose axis is fixed in the shroud (Fig. 2c).

The axial slide bearing is built from a disc made of bronze (Fig. 3a) cooperating with steel pins that turn with the impeller. The lubricant is fed to the friction zone through a bore inside the disc and escapes through a duct on the disc surface. The pins are pressed against the disc with the resultant axial force that comes from the exhaust gases decompressed in the turbine and compressed air in the compressor. The

kąta napływu spalin na wirnik turbiny. Sterowanie ruchem pierścienia odbywa się za pomocą siłownika pneumatycznego uruchamianego podciśnieniem. Na rysunku 1c przedstawiono wieniec kierujący (od strony napływu spalin) wraz z pierścieniem. Zespół wieńca kierującego zmontowany jest z żeliwnym korpusem turbiny.

Wał turbosprężarki łożyskowany jest za pomocą łożysk ślizgowych: łożyska poprzecznego oraz łożyska wzdłużnego, tzw. oporowego. Medium smarującym łożyska jest olej, doprowadzany do turbosprężarki z magistrali silnika.

Łożysko poprzeczne przenosi siły promieniowe pochodzące od reakcji gazów spalinowych na wirnik turbiny oraz reakcji zasysanego powietrza na wirnik sprężarki. Panewka łożyska poprzecznego (rys. 2a) stanowi tulejka łożyskowa wykonana ze stopu brązu, współpracująca z czopami wału turbosprężarki. Olej do łożyska doprowadzany jest dwupunktowo, kanałami drążonymi wewnątrz korpusu. Do strefy kontaktu panewki łożyska z czopem olej jest dostarczany przez otworki umieszczone na obwodzie tulei. Dwa rowki

wykonane na obwodzie panewki powodują, że gromadzący się w nich olej zapewnia ciągłość filmu olejowego w łożysku. Z panewki olej wydostaje się dwoma otworami (rys. 2b): górnym i dolnym. Olej wypływający otworem dolnym spływa bezpośrednio do objętości w korpusie turbosprężarki, w której gromadzi się, otworem górnym natomiast olej spływa po powierzchni zewnętrznej tulei, dodatkowo odbierając ciepło od jej ścianek. Panewka

zabezpieczona jest przed obrotem klinem o przekroju okrągłym, którego oś zamocowana jest w korpusie środkowym (rys. 2c).

Łożysko ślizgowe wzdłużne zbudowane jest z tarczy wykonanej ze stopu brązu (rys. 3a) i obustronnie współpracuje ze stalowymi trzpieniami, które obracają się wraz z wirnikiem. Olej do strefy tarcia doprowadzany jest drążonym otworem wewnątrz tarczy łożyska, odpływa natomiast kanałem utworzonym przez wybranie na powierzchni. Trzpienie łożyska dociskane są do tarczy wypadkową siłą osiową pochodzącą od rozprężanych na turbinie gazów spalinowych oraz sprężanego w sprężarce powietrza. Siłę osiową po stronie turbiny przekazuje na trzpień powierzchnia czołowa czopa wału, natomiast ze strony sprężarki – powierzchnia walcowa wirnika sprężarki. O tym, który trzpień przenosi obciążenie na powierzchnię tarczy łożyska decyduje wypadkowa siła: składowej osiowej po stronie turbiny i sprężarki. Podczas ustalonej prędkości obrotowej wirnika i podczas przyspieszania siła wypadkowa jest większa po stronie turbiny, natomiast podczas zwalniania – po stronie sprężarki.

axial force on the side of the turbine is transferred on the pin by the front surface of the shaft journal and on the inside of the compressor – the cylindrical surface of the compressor impeller. The resultant force – axial component on the side of the turbine and the compressor is decisive as to which pin transfers the load on the surface of the disc. At a constant impeller speed and during acceleration the resultant force is greater on the side of the turbine and when decelerating on the side of the compressor.

The sealing of the turbocharger impeller is done through two rings. On the side of the turbine the ring is fitted in a groove on the shaft (rotation is possible) and in the shroud (fixed). Other than the rings, on the shaft on the side of the turbine there is a single labyrinth seal. On the side of the compressor the seal is a ring fitted in a groove made in the pin of the axial bearing (rotation is possible) and in the lower part of the compressor shroud (fixed). The individual elements of the axial bearing of the turbocharger have been shown in Fig. 3b and the assembled set including the fragments of the impeller shaft and seals in Fig. 3c.

3. A description of the turbocharger damage resulting from placing of a foreign body inside the intake duct

3.1. Test stand and methodology

The tests were conducted in the Combustion Engines laboratory at Poznan University of Technology on a specially built turbocharger test stand integrated with an engine dynamometer test stand (Fig. 4).

The turbocharger was fitted in a specially designed test stand. The revving is done through the use of the enthalpy of hot gases from the engine. The lubrication is done with a standalone lubrication system operating at a constant pressure of 2 bars and an output of 1l/min.

The analysis was performed on a Garrett model 1749V turbocharger. The damage observations were recorded with a Motic SMZ-168 microscope (Fig. 5a) fitted with a Motic Moticam 2000 video camera (Fig. 5b) and a digital Olympus uTough-8010. For the image processing the authors used Helicon Focus that composes a single sharp image out of many partly sharp images through selection and combination of areas of greatest sharpness.

3.2. Description of the investigations

The foreign body that initiated the destruction process of the analyzed turbocharger was a small-sized nut washer (Fig. 6).

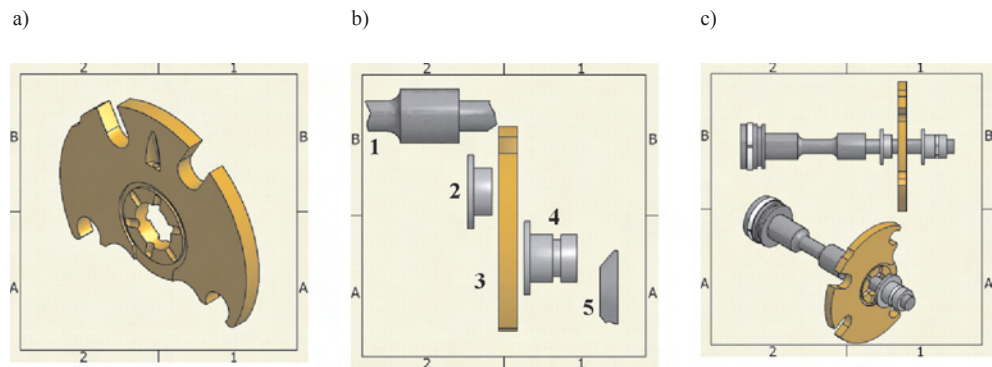


Fig. 3. Axial slide bearing: a) bearing disc, b) bearing parts: 1 – shaft journal, 2 – bearing pin on the side of the turbine, 3 – bearing disc, 4 – the pin on the side of the compressor, 5 – cylindrical part of the compressor impeller, c) view of the assembled bearing set

Rys. 3. Wzdłużne łożysko ślizgowe: a) tarcza łożyska, b) elementy łożyska: 1 – czop wału, 2 – trzpień łożyska od strony turbiny, 3 – tarcza łożyska, 4 – trzpień po stronie sprężarki, 5 – walcowa część wirnika sprężarki, c) widok zmontowanego zespołu łożyska

Uszczelnienie wirnika turbosprężarki uzyskane jest przez dwa pierścienie uszczelniające. Od strony turbiny pierścien osadzony jest w rowku na wale (zapewniona jest możliwość obrotu) i w korpusie środkowym (osadzony na stałe). Poza pierścieniem, na wałku od strony turbiny wykonane jest jednoczęściowe uszczelnienie labiryntowe. Od strony sprężarki uszczelnienie stanowi pierścien osadzony w rowku wykonanym w trzpieniu łożyska wzdłużnego (osadzony obrotowo) i w dolnej części korpusu sprężarki (na stałe). Poszczególne elementy łożyskowania wzdłużnego turbosprężarki przedstawiono na rys. 3b, a złożenie wraz z fragmentem wału wirnika oraz zamocowanymi uszczelnieniami przedstawiono na rys. 3c.

3. Opis uszkodzeń turbosprężarki w wyniku celowego umieszczenia ciała obcego w układzie dolotowym

3.1. Stanowisko badawcze i metodyka badań

Badania przeprowadzono w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej na specjalnie zbudowanym stanowisku do badań turbosprężarek, zintegrowanym na hamownianym stanowisku silnikowym (rys. 4).

Turbosprężarkę zamontowano w specjalnie zbudowanym stanowisku badawczym. Rozpędzanie odbywa się przez wykorzystanie entalpii gorących spalin silnika spalinowego o zapłonie iskrowym. Smarowanie odbywa się przy udziale niezależnego układu smarowania przy stałym ciśnieniu 2 bar oraz wydatku na poziomie 1l/min.

Analizie poddano turbosprężarkę firmy Garrett model 1749V. Obserwację uszkodzeń prowadzono za pomocą mikroskopu Motic SMZ-168 (rys. 5a) wyposażonego w kamerę firmy Motic Moticam 2000 (rys. 5b) oraz cyfrowego aparatu fotograficznego Olympus uTough-8010. Do obróbki zdjęć wykorzystano program Helicon Focus, który tworzy jeden całkowicie ostry obraz z wielu widoków częściowo ostrych, przez wyodrębnienie i połączenie obszarów o największej ostrości.

3.2. Opis badań

Ciałem obcym, które zainicjowało proces niszczenia analizowanej turbosprężarki była podkładka niewielkich

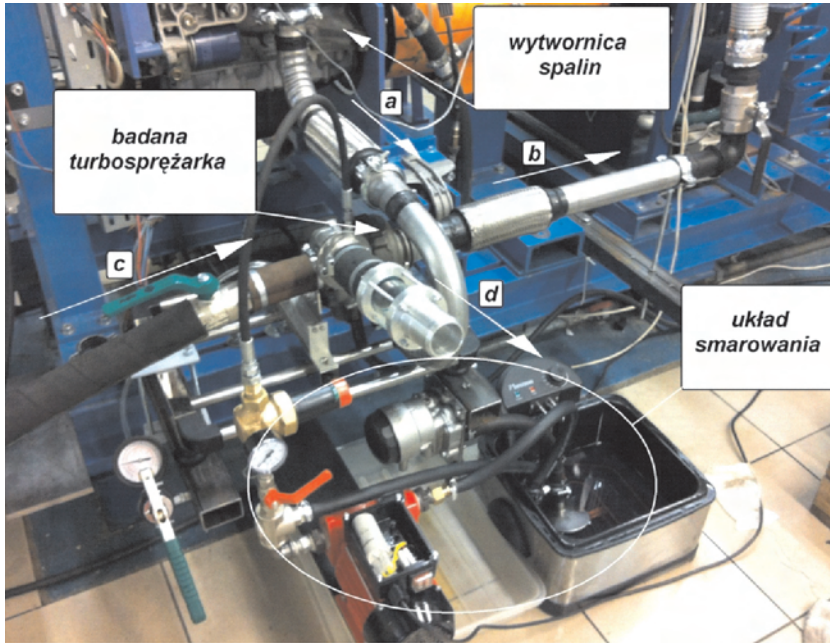


Fig. 4. Test stand: a – direction of the incoming hot gases, b – outlet direction of the gases, c – direction of the incoming compressed air, d – outlet direction of the compressed air

Rys. 4. Stanowisko badawcze: a – kierunek dolotu gorących spalin, b – kierunek wylotu spalin, c – kierunek dolotu powietrza sprężanego, d – kierunek wylotu powietrza sprężanego

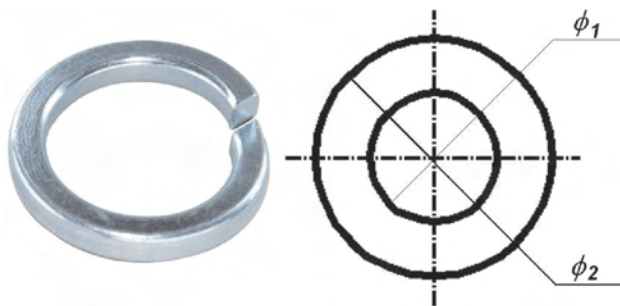


Fig. 6. The damage-initiating element placed in the intake section ($\phi_1 = 10$ mm, $\phi_2 = 14$ mm)

Rys. 6. Element inicjujący uszkodzenia umieszczony w układzie dolotowym ($\phi_1 = 10$ mm, $\phi_2 = 14$ mm)

The turbocharger shaft was revved up to the speed of approximately 60,000 rpm and then in the intake duct the damage-initiating element was placed. Hence, a controlled damage of the assembly was realized. The operation of the damaged turbocharger resulted in further damage until permanent failure. After the trial an analysis of the damage described in subchapter 3.3 was carried out.

3.3. Damage analysis

After the tests were conducted the turbocharger was disassembled into separate parts. The primary cause of damage was the destroyed compressor impeller (Fig. 7).

The damage to the vanes and the resulting modification of the geometrical parameters of the compressor impeller led to an unbalancing caused by a divergence of the axis of asymmetry with the main axis of inertia in the turbine–shaft–compressor assembly, which resulted in a snowball damage of the components. The nature of the damage progression is

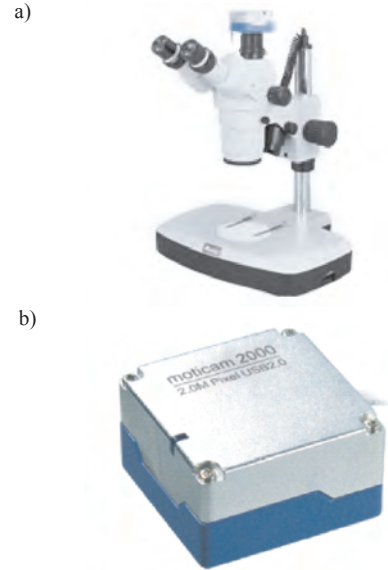


Fig. 5. Research equipment: a) stereoscopic microscope MOTIC SMZ 168, b) digital camera MOTICAM 2000 [7]

Rys. 5. Aparatura badawcza: a) mikroskop stereoskopowy MOTIC SMZ 168, b) kamera cyfrowa MOTICAM 2000 [7]

rozmiarów (rys. 6).

Wał turbosprężarki rozpedzono do prędkości ok. 60 000 obr/min, a następnie w układzie dolotowym umieszczono element inicjujący. W ten sposób dokonano kontrolowanego uszkodzenia podzespołu. Eksploatacja uszkodzonej takim sposobem turbosprężarki generowała dalsze zniszczenia, prowadząc do całkowitej dysfunkcji. Po przeprowadzonym badaniu dokonano analizy uszkodzeń opisanych w punkcie 3.3.

3.3. Analiza uszkodzeń

Po przeprowadzonych badaniach zdemontowano turbosprężarkę oraz rozebrano ją na części. Pierwotną przyczyną uszkodzeń był zniszczony wirnik sprężarki (rys. 7).

Uszkodzenie łopatek i wynikająca z tego zmiana parametrów geometrycznych wirnika sprężarki spowodowały niewyważenie, polegające na niezgodności osi symetrii z główną osią bezwładności układu turbina–wał–sprężarka, co w następstwie powoduje uszkodzenia o charakterze lawinowym. Charakter postępowania zniszczeń nie jest



Fig. 7. Damage compressor impeller

Rys. 7. Uszkodzony wirnik sprężarki

not evident. On one hand it may result from the occurring leakage of the turbocharger lubrication system because of the damage of the seal rings. In such a situation the lubricant does not reach the bearings in a sufficient amount leading to pathological operation of the said elements – fluid friction between the bearing elements is replaced with semi fluid or dry friction. The growing temperature at the contact and a high level of released heat lead to a thermal wear of the elements. Thermal wear is a deformation of the surface layer, exposing the metal surfaces and reducing the distance between them to the level where inter-atomic forces begin to act. This leads to grafting and damaging of the surface through tearing particles from one surface and smudging it on the counter surface [2]. On the other hand a characteristics of an unbalanced impeller is a growth in the vibration amplitude, which leads to the situation when the lubricant is pushed out of the bearing by the oscillating elements. An increase in the vibration amplitude also leads to the possibility of occurrence of resonance, which boosts the process of destruction.

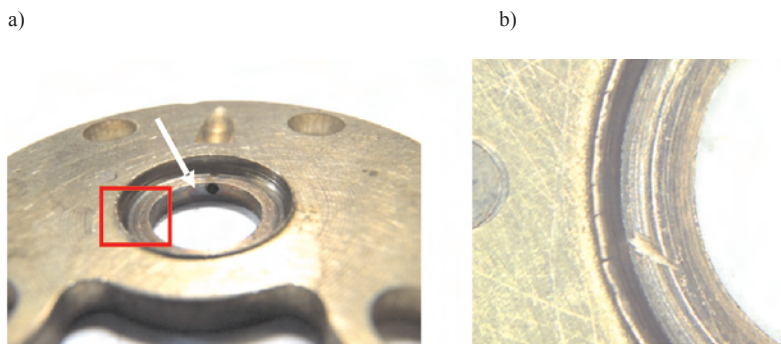


Fig. 8. Damaged seat of the axial bearing: a) scale 1:1, b) scale 10:1

Rys. 8. Uszkodzone gniazdo łożyska wzdłużnego: a) skala 1:1, b) skala 10:1

Irrespective of the fact whether the lack of oil results from a leakage or draining from the contact zone there occurs a direct contact between the pins and the disc in the axial bearing or the shaft journal with the bush in the transverse bearing. The effect of the thermal tensions can be seen at the contact of the pin with the disc of the axial bearing. A direct contact of the pin with the disc led to a melting of its surface and a material decrement of 1.5 mm in depth (Fig. 8). The presence of thermal tensions is also confirmed by material discoloring of the disc. The nature of the damage is intensified by severe operating conditions of the turbocharger (particularly due to a high temperature of the exhaust gases).

The effect of thermal wear can also be observed on the surface of the pin of the axial bearing (Fig. 9). Under normal conditions this surface cooperates with the disc through an oil film. Yet, due to pathological phenomena within the bearing (melting, disc material decrement etc.) two pins get in contact. A contact of two identical hard materials not separated with an oil film leads to a thermal wear of the surface. Local grafting occurs, which leads to a deformation and a decrement of the surface because of tearing.

jednoznaczny. Z jednej strony wynikać może z pojawiających się nieszczelności układu smarowania turbosprężarki w wyniku zniszczenia pierścieni uszczelniających. W takiej sytuacji olej w niewystarczającej ilości dociera do łożysk, doprowadzając do patologicznej pracy tych elementów – tarcie płynne między elementami łożysk zastąpione zostaje przez tarcie mieszane lub suche. Rosnąca temperatura w styku i wywiązywana duża ilość ciepła doprowadzają do zużycia cieplnego elementów. Zużycie cieplne polega na odkształcaniu warstwy wierzchniej, odsłanianiu czystych powierzchni metalu i ich zbliżeniu na odległość działania sił międzyatomowych. Staje się to przyczyną szepienia i uszkodzenia powierzchni przez wrywanie z niej cząstek i ich rozmazywanie na przeciwpowierzchni [2]. Z drugiej strony cechą niewyważonego wirnika jest wzrost amplitudy drgań, która doprowadza do tego, że olej jest wyciskany z łożysk przez oscylacyjnie pracujące elementy. Wzrost amplitudy drgań doprowadza również do możliwości wystąpienia zjawiska rezonansu, które wzmacnia proces niszczenia.

Bez względu na to, czy brak oleju w łożyskach wynika z wycieku oleju przez nieszczelności, czy przez wypompowanie go ze strefy kontaktu, dochodzi do bezpośredniego styku trzpieni z tarczą w łożysku wzdłużnym lub czopa wału z panewką w łożysku poprzecznym. Efekt naprężeń cieplnych zaobserwować można w miejscu współpracy trzpienia z tarczą łożyska wzdłużnego. Bezpośredni kontakt trzpienia z tarczą doprowadził do nadtopienia jej powierzchni i ubytku materiału 1,5 mm w głąb (rys. 8). Obecność naprężeń cieplnych potwierdza także przebarwienie materiału tarczy. Charakter postępowania zniszczeń intensyfikowany jest również przez niekorzystne warunki pracy turbosprężarki (szczególnie przez wysoką temperaturę gazów spalinowych).

Efekt zużywania cieplnego zaobserwować można także na powierzchni trzpienia łożyska wzdłużnego (rys. 9). W normalnych warunkach powierzchnia ta współpracuje z tarczą za pośrednictwem filmu olejowego. Jednak w wyniku patologicznych zjawisk w obrębie łożyska (nadtopienie, ubytek materiału tarczy itp.) dochodzi do skojarzenia dwóch trzpieni. Skojarzenie dwóch jednoimiennych, twardych materiałów nieoddzielonych warstwą oleju doprowadza do zużywania cieplnego powierzchni. Pojawiają się miejscowe szepienia warstw wierzchnich materiału, co doprowadza do zniekształcenia i ubytków na powierzchni wskutek wrywania.

Zjawiska niszczące, będące następstwem niewyważonego wirnika, obserwowane są także w obrębie zewnętrznej powierzchni tulei łożyska ślizgowego. W miejscu styku tulei z korpusem środkowym turbosprężarki doszło do zjawiska frettingu. Tego typu proces zużywania zachodzi w nominalnie spoczynkowych złączach, a wywołany jest mikroprzemieszczeniami względnymi połączonych elementów.

The destructive phenomena resulting from an unbalanced impeller are also observed in the area of the outer space of the sleeve of the slide bearing. Fretting occurred at the contact of the sleeve with the shroud of the turbocharger. This type of wear usually takes place in nominally stationary joints and is triggered by relative micro-displacements of the joined elements.

Micro displacements (a few millimeters) result from the vibrations of a given assembly. The destructive mechanism of

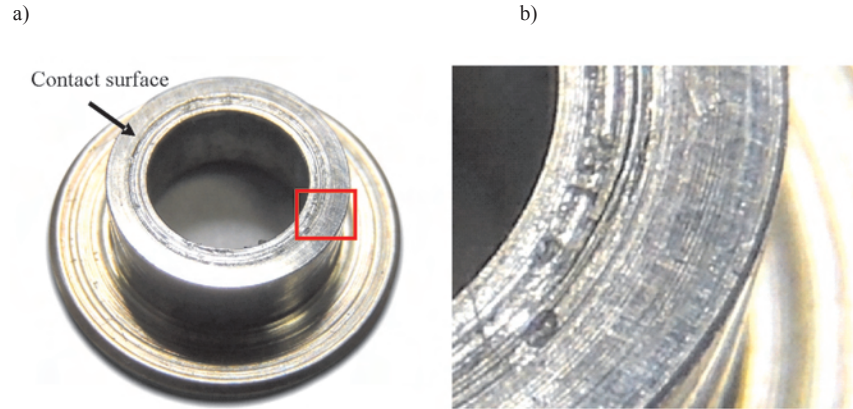


Fig. 9. Damaged axial bearing: a) scale 3:1, b) scale 30:1

Rys. 9. Uszkodzony trzpień łożyska wzdłużnego: a) skala 3:1, b) skala 30:1

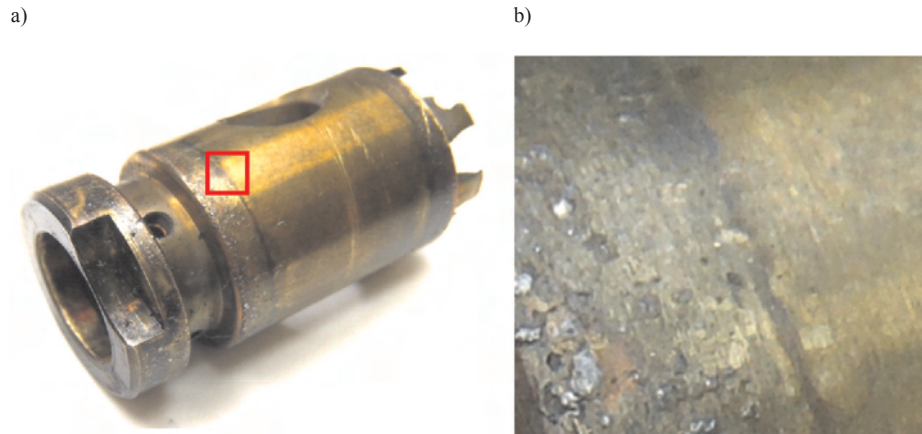


Fig. 10. Damaged transverse bearing: a) scale 1:1, b) scale 10:1

Rys. 10. Uszkodzone łożysko poprzeczne: a) skala 1:1, b) skala 10:1

this process consists in a simultaneous adhesion, grafting and intense oxidation. This intense oxidation is a result of an increase activity of the surface layer due to contact tensions and deformations [2]. The effect of fretting on the surface of the bearing sleeve has been shown in Fig. 10. The effect is confirmed by the vibration of the compressor-shaft-turbine assembly.

turbosprężarki było zerwanie wału. Doszło do tego m.in. na skutek zwiększającej się amplitudy drgań wału, wspomnianego zjawiska rezonansu, bądź wzrostu naprężeń zmęczeniowych. Wał przełamał się w miejscu współpracy z łożyskiem poprzecznym, w miejscu zmiany przekroju (wpływ karbu). Na rysunku 11 przedstawiono powierzchnię przełomu wału. Widoczne są zmęczeniowe przemieszczenia względne

materialu. Ponadto płaszczyzna przełomu jest wypolerowana, co świadczy, że dochodziło do kontaktu zerwanych części wału. Wnioskować można, że obracała się część wału z wirnikiem turbiny, natomiast część połączona ze sprężarką pozostawała nieruchoma. W takim stanie nie było możliwe doładowanie silnika.

Zerwanie wału pociągnęło za sobą kolejne zniszczenia w postaci deformacji łopatek wirnika turbiny (rys. 12). Wygięcie nastąpiło w wyniku zderzenia łopatek

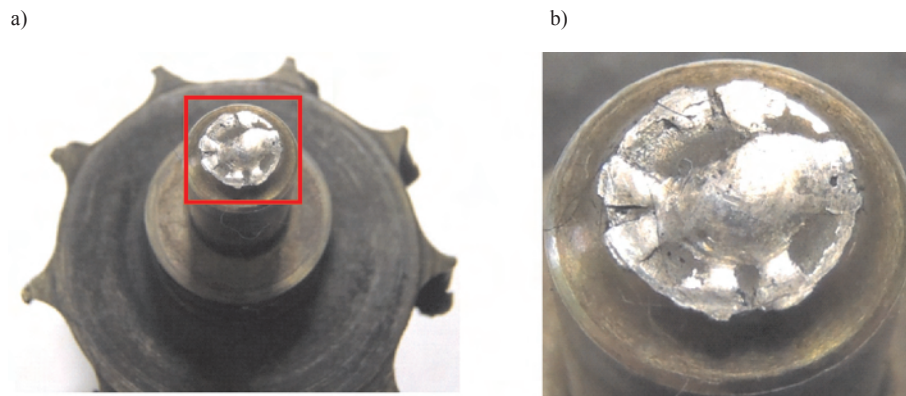


Fig. 11. Broken shaft: a) scale 1:1, b) scale 4:1

Rys. 11. Przełom wału: a) skala 1:1, b) skala 4:1

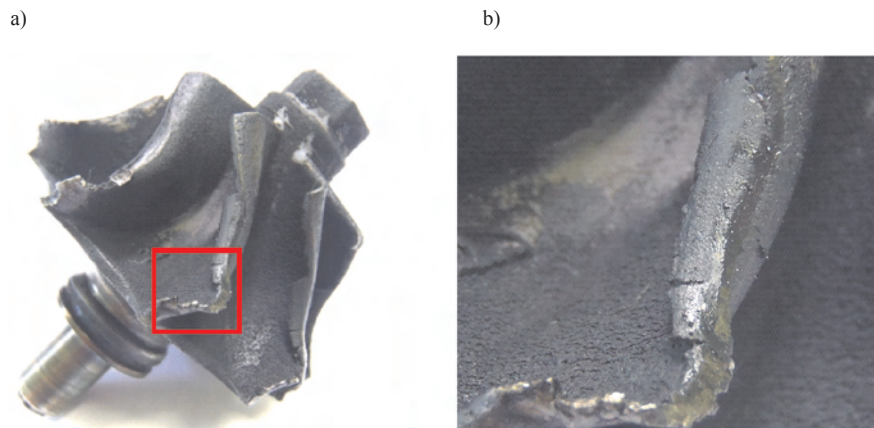


Fig. 12. Deformed turbine vanes: a) scale 1:1, b) scale 4:1
 Rys. 12. Zdeformowane łopatki turbiny: a) skala 1:1, b) skala 4:1

The most conspicuous effect of the damage of the turbocharger is the breaking of the shaft. It happened as a result of the increasing shaft vibration amplitude, resonance or a growth in the fatigue-related tensions. The shaft broke at a point where it cooperated with the transverse bearing where the cross-section changed (the effect of the notch). Figure 11 shows the surface of the shaft breaking spot. We can see the fatigue-related relative displacements of the material. The surface of the breaking spot is polished which proves that the broken parts of the shaft were in direct contact. We can suppose that the turbine part of the shaft rotated and the compressor part of the shaft was stationary. Under such conditions engine supercharging was impossible.

The breaking of the shaft led to further damage such as turbine vane deformation (Fig. 12). The deformation resulted from the collision of the vanes with the turbine shroud. The deformations within the vanes, as shown in Fig. 12 prove a modification of the material properties due to excessive temperature (above the point of eutectic transformation in steel). The growth in the temperature was caused by friction between the vanes and the shroud in the presence of exhaust gases.

In the part of the broken shaft on the side of the turbine, beside the damaged vanes an extensive local wear of the ring surface was observed (Fig. 13). This confirms that despite the breaking of the shaft exhaust gases still propelled the turbine impeller.

This phenomenon is also seen on the part of the sleeve of the slide bearing that cooperated with the broken shaft (Fig. 14). We can see denting of the sleeve in the contact area.

z korpusem turbiny. Zniekształcenia w obrębie łopatki turbiny, przedstawione na rys. 12, świadczą o zmianie właściwości fizycznych materiału na skutek zbyt wysokiej temperatury (powyżej przemiany eutektycznej w stali). Wzrost temperatury spowodowany był tarcieniem łopatek o korpus turbiny w obecności gorących gazów spalinowych.

W części urwanego wału po stronie turbiny oprócz zniekształconych łopatek zaobserwowano rozległe wytarcie powierzchni pierścieniowej (rys. 13). Potwierdza to, że mimo rozerwania wału na wirnik turbiny w dalszym ciągu trafiały gazy spalinowe.

Zjawisko to widoczne jest także na części tulei łożyska ślizgowego, która współpracowała z zerwanym wałem (rys. 14). Zaobserwować można wyszczerbienie tulei w obszarze kontaktu z wałem.

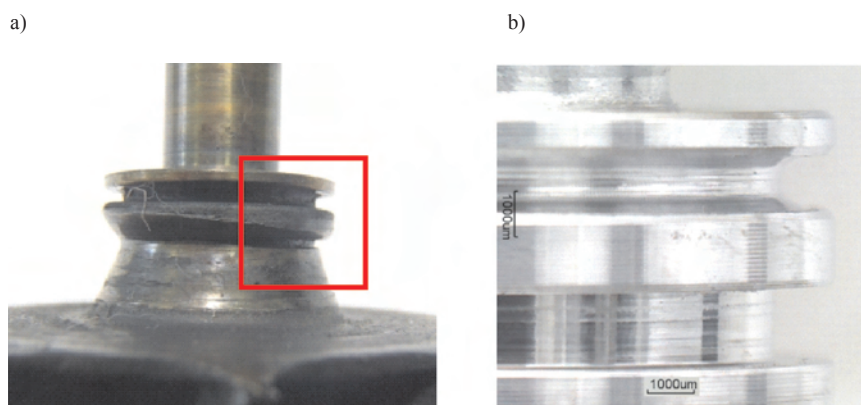


Fig. 13. The ring part: a) damaged element – scale 1:1, b) new element – scale 4:1
 Rys. 13. Część pierścieniowa: a) element uszkodzony – skala 1:1, b) element nowy – skala 4:1

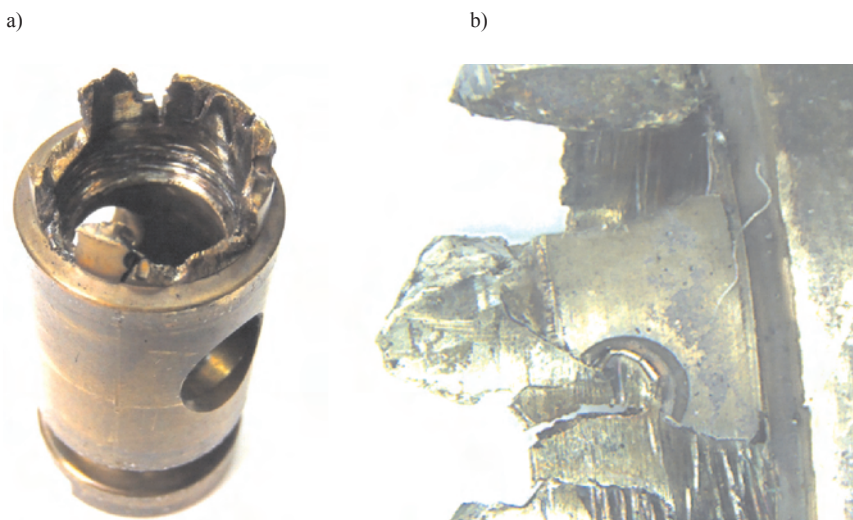


Fig. 14. Damaged transverse bearing: a) scale 2:1, b) scale 10:1
 Rys. 14. Uszkodzone łożysko poprzeczne: a) skala 2:1, b) skala 10:1

4. Conclusions

Under actual operating conditions a damage of this type occurs as a consequence of a presence of one or two foreign bodies in the intake duct. By a foreign body present in the intake duct we understand a small contaminant that passed through the air cleaner (faulty fitting, wear, improper air filter element) or through a leakage in the system, chipped fragments of hoses and intake rubber shoes or parts left in the duct after a repair (washers, nuts). A direct consequence of a foreign body presence in the operating area of the impeller is its geometrical deformation. The mechanism of the damage is erosive and depends on the size of the body hitting the impeller vanes. No transient states are observed of the wear process – the destruction has as snowball effect. Even the smallest element carried with the intake air towards the impeller as a result of the exhaust gas energy and inertia has a strong impact on the geometry of the impeller vanes. The bearings, the shaft, the compressor and the turbine shaft are also damaged. Leakage occurs in the lubrication system, which leads to oil drainage. This is an adverse phenomenon for a variety of reasons; most importantly it poses the risk of uncontrolled engine-racing.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

4. Wnioski

W rzeczywistych warunkach eksploatacji uszkodzenie tego typu powstaje w następstwie przedostania się jednego lub kilku ciał obcych do układu dolotowego. Pod pojęciem ciała obcego obecnego w układzie dolotowym rozumie się niewielkich rozmiarów zanieczyszczenie przepuszczone przez filtr powietrza (niewłaściwy montaż, zużycie, niedopasowany filtr) lub przez nieszczelność w układzie, wykruszone fragmenty króćców i łączników, elementy pozostawione w obrębie kanału dolotowego po montażu lub naprawie (podkładki, nakrętki). Bezpośrednimi skutkami przedostania się ciała obcego w przestrzeń pracy wirnika jest zniekształcenie jego geometrii. Mechanizm powstawania uszkodzenia jest erozyjny i zależy od wielkości ciała trafiającego na łopatki wirnika. Obserwuje się brak stanów przejściowych procesu zużywania – destrukcja następuje w sposób lawinowy. Nawet najmniejszy element wprowadzany wraz ze strumieniem powietrza na koło wirnikowe, w wyniku znacznej energii strumienia gazu i sił bezwładności, silnie oddziałuje na łopatki. Zniszczeniu ulega również łożyskowanie, wał, wirnik sprężarki i turbiny. Pojawiają się nieszczelności w układzie smarowania turbosprężarki, a w następstwie występują wycieki oleju. Zjawisko to jest niepożądane z wielu względów, przede wszystkim zagraża rozbieganiu się silnika.

Bibliography/Literatura

- [1] Chmielniak T.: Maszyny przepływowe. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [2] Lawrowski Z.: Tribologia. Tarcie, zużywanie i smarowanie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [3] Turbocharger Technician's Guide, Detroit/Michigan, Detroit Diesel Corporation 1994.
- [4] Witkowski A.: Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.

- [5] Materiały zebrane z praktyki rzeczoznawczej autorów.
- [6] www.melett.com/turbo_parts_catalogue 03.2011.
- [7] www.mikronet.com/imaging/motic-moticams.shtml 03.2012.

Marek Idzior, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Idzior – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: marek.idzior@put.poznan.pl



Tomasz Borowczyk, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

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

e-mail: tomasz.borowczyk@doctorate.put.poznan.pl



Paweł Daszkiewicz, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

Mgr inż. Paweł Daszkiewicz – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: pawel.daszkiewicz@doctorate.put.poznan.pl



Maciej Bieliński, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

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

e-mail: maciej.bieliński@doctorate.put.poznan.pl



Paweł Stobnicki, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

Mgr inż. Paweł Stobnicki – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: pawel.stobnicki@doctorate.put.poznan.pl



Simulation studies of selected characteristics of the injection system the common rail medium-speed research engine

Injection Systems of Common Rail type are becoming widely used in marine engines. The aim of the research and development of these systems is to optimize the multi-injection process. The authors of the paper present the results of research on the fuel supply system of research common-rail marine medium-speed engine. The study was conducted for the nominal circulation engine speed. For the analysis were established three variants of fuel supply – a single dose, two-piece and three-piece. The interdependence of measured injection parameters and their effect on engine operation have been presented in graphical form.

Key words: common rail, fuel injection characteristics, single dose and multi-piece dose

Badania symulacyjne wybranych charakterystyk wtrysku układu typu common rail średnioobrotowego okrętowego silnika badawczego

Układy wtryskowe typu common rail znajdują coraz szersze zastosowanie w okrętowych silnikach spalinowych. W badaniach rozwojowych tych układów dąży się do wielokryterialnej optymalizacji przebiegu procesu wtrysku. Autorzy referatu przedstawiają wyniki badań instalacji zasilania paliwem układu typu common rail średnioobrotowego okrętowego silnika badawczego. Badania przeprowadzono dla nominalnej prędkości obrotowej silnika. Do analizy przyjęto trzy warianty zasilania paliwem: dawkę pojedynczą, dwuczęściową i trzyczęściową. Przedstawiono w formie graficznej wzajemne zależności pomierzonych parametrów wtrysku paliwa, a także ich wpływ na pracę silnika.

Słowa kluczowe: system common rail, charakterystyka wtrysku paliwa, podział dawki wtrysku

1. Introduction

The need to obtain relevant characteristics of the fuel injection which would ensure the desired combustion process has led the use of electronic control of fuel injection into the cylinders of combustion engines. The electronic fuel injection systems [1 – 6] have been developing dynamically which can also be observed with marine diesel engines [7, 8]. For several years low-speed ($n = 70 \div 240$ rpm) engines produced by Wärtsilä RT-flex type and the MAN B & W LM-E have been used on ships. The later company has replaced the fuel injection pump (with adjustable dosage overflow valves) with the electronically controlled hydraulic cylinder supplying the conventional injectors. The Wärtsilä Company used a common rail with the Wärtsilä Engine Control System 9500 (WECS-9500). This system electronically controls the operation of injectors as well as controls the operation of start and exhaust valves and pumps of the cylinder lubrication system. Input parameters of this control system are: given and actual engine speed, type of fuel and its maximum dose limited by the operator.

Medium-speed engines ($n = 240 \div 1200$ rpm) are also fitted with the fuel injection systems of CR type. Lifting of the needle in the injectors of these engines is either electromagnetically operated (for the amount of fuel less than $45 \text{ mm}^3/\text{ms}$) or traditionally controlled by hydraulic amplifiers.

The CR systems in the high-speed engines ($n = 1200 \div 2500$ rpm) are analogous to the once used in the automobile industry. Piezoquartz injectors are used in these engines because of the value of injection pressure and the division of fuel delivery into several parts (phases).

1. Wstęp

Konieczność uzyskania odpowiednich charakterystyk procesu wtrysku paliwa, zapewniających pożądany przebieg procesu spalania spowodowała zastosowanie sterowania elektronicznego wtryskiem paliwa do cylindrów silników spalinowych. Nastąpił dynamiczny rozwój stosowania układów elektronicznego wtrysku paliwa [1 – 6], co odnosi się również do okrętowych silników spalinowych [7, 8]. Od kilku lat wolnoobrotowe ($n = 70 \div 240$ obr/min) silniki firmy Wärtsilä typu RT-flex i firmy MAN B&W typu LM-E stosowane są na statkach. Ta ostatnia firma zastąpiła pompę wtryskową paliwa z regulacją dawkowania zaworami przelewowymi sterowanym elektronicznie siłownikiem hydraulicznym, zasilającym tradycyjne wtryskiwacze. Firma Wärtsilä zastosowała system zasobnikowy typu common rail, sterując elektronicznie działaniem wtryskiwaczy za pomocą systemu Wärtsilä Engine Control System – 9500 (WECS-9500), który dodatkowo steruje pracą zaworów wylotowych i rozruchowych silnika oraz pracą pomp układu smarowania cylindrów. Wielkościami wejściowymi tego układu sterowania są: zadana i rzeczywista prędkość obrotowa i kątowa wału korbowego silnika, rodzaj paliwa i jego maksymalna dawka ograniczona nastawą dokonywaną przez operatora.

Silniki średnioobrotowe ($n = 240 \div 1200$ obr/min) również wyposażane są coraz częściej w układy wtrysku paliwa typu common rail (CR). Wtryskiwacze tych silników mają sterowane elektromagnetycznie uniesienie iglicy (dla dawki paliwa mniejszej niż $45 \text{ mm}^3/\text{ms}$) lub tradycyjne – sterowane wzmacniaczami hydraulicznymi.

pressure in the common rail, engine speed, fuel temperature in different sections of the injection system, the injection time and the size of a single injection rate.

3. The program of research

The described test stand allows to perform tests with the use of various numbers of injections.

This paper presents the results of tests carried out under the following assumptions:

- studies were carried out at three values of fuel pressure in the common rail, i.e. 1500, 1350 and 1200 bars;
- single fuel rate was equivalent to that for the engine speed at 1200 rpm;
- the maximum injection time for the engine speed adopted in the present analysis was about 25 °CA, (about 3470 μs);
- for the above assumptions three fuel injection options were adopted, the first – a single injection (as in conventional systems), the second – two-stage injection (1/3 + 2/3), the third – a three-stage injection (0.1 + 0.8 + 0.1);
- for the two-stage injection a constant interval of 850 μs was assumed, while for the three-stage injection the interval between pilot injection and main injection was 700 μs and the interval between the main injection and the post injection was 600 μs.

An injector with an electromagnetic valve (mass flow rate of approximately 0.1054 g/cycle) was used in the present research. As it has been shown by preliminary tests, if the interval between injections is shorter than 700 μs the fuel flow through the nozzle is not fully closed.

4. The results of research

Graphs in Fig. 2 to 4 present results of measurements of fuel injection which have been linearized. Due to limited data points, the to cross-correlations should be regarded as qualitative changes.

(konstrukcja sterownika umożliwia podział dawki na pięć części). Sterownik umożliwia również pomiar i rejestrację: ciśnienia paliwa w kolektorze, prędkość obrotową silnika, temperaturę paliwa w różnych odcinkach układu zasilania, kąć OWK trwania wtrysku, wielkość pojedynczej dawki.

3. Program badań

Opisane stanowisko badawcze umożliwia przeprowadzenie badań przy zastosowaniu wielu sposobów podziału nominalnej dawki wtrysku paliwa.

W niniejszej pracy zamieszczono wyniki badań wykonanych według następujących założeń:

- badania przeprowadzono przy trzech wartościach ciśnienia w zasobniku hydraulicznym wynoszących 1500, 1350 i 1200 barów;
- pojedyncza dawka paliwa miała odpowiadać pracy silnika z prędkością obrotową nominalną, czyli 1200 obr/min;
- przyjętej do analizy prędkości obrotowej odpowiadał maksymalny czas na realizację wtrysku paliwa odpowiadający ok. 25 °OWK, więc dla tej prędkości obrotowej wynosi on 3470 μs;
- dla powyższych założeń przyjęto trzy warianty zasilania: pierwszy – pojedyncza dawka (podobnie jak w układach konwencjonalnych), drugi – dawka dwuczęściowa w proporcjach 1/3 + 2/3, trzeci – dawka trzyczęściowa w proporcjach – 0,1 + 0,8 + 0,1;
- dla dawki dwuczęściowej przyjęto stałą przerwę przesterowania zaworu wynoszącą 850 μs, natomiast dla trzyczęściowej dawki przerwa między dawką pilotującą a główną wynosiła 700 μs i pomiędzy dawką główną a uzupełniającą 600 μs – ze względu na ograniczenia czasowe wynikające z realizacji pełnej dawki przy nominalnej prędkości obrotowej.

Obiektem badań był elektromagnetyczny wtryskiwacz CR z zaworem sterującym o wydatku masowym ok. 0,1054 g/cykl. Jak wykazały wstępne badania, jeżeli przerwa między dawkami jest mniejsza niż 700 μs, nie ma pełnego zamknięcia przepływu paliwa przez iglicę rozpylacza.

4. Wyniki badań

Zestawienie wyników pomiarów dla jednoczęściowej, dwuczęściowej i trzyczęściowej nominalnej dawki paliwa podano w tabeli 1.

Rysunki 2 – 4 przedstawiają wykresy powierzchniowe, na których wyniki pomiarów parametrów wtrysku paliwa zostały zlinearyzowane. Ze względu na zbyt małą liczbę punktów pomiarowych ich wzajemne korelacje należy traktować jako zmiany jakościowe.

Na rysunku 5 przedstawiono wykres sekwencyjny sumarycznego czasu niezbędnego do realizacji dawki paliwa, odpowiednio jedno-, dwu-

Table 1. Test results for the one-stage, two-stage and three-stage injection

Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów dla jednoczęściowej, dwuczęściowej i trzyczęściowej nominalnej dawki paliwa

Single injection/ dawka jednoczęściowa			Two-stage injection/ dawka dwuczęściowa			Three-stage injection/ dawka trzyczęściowa		
q _{nom} [mg]	p _z [MPa]	t _{sum} [μs]	q _{nom} [mg]	p _z [MPa]	t _{sum} [μs]	q _{nom} [mg]	p _z [MPa]	t _{sum} [μs]
162.48	175.0	2800	143.8	150.0	3450	148.36	147.5	3610
132.44	150.5	2500	135.52	150.0	3250	147.2	150.0	3630
106.2	148.0	2000	148.35	151.0	3400	148.52	150.0	3590
146.84	149.7	2800	142.7	145.0	3450	149.48	150.0	3560
141.64	148.2	3000	141.52	135.0	3600	142.28	133.0	3680
155.76	133.8	3200	143.56	135.0	3650	150.24	136.0	3700
139.6	130.0	3100	152.3	133.0	3900	135.56	135.0	3650
143.0	134.8	3000	147.1	135.0	3700	157.32	135.0	3800
142.56	119.0	3130	141.36	120.0	3850	141.84	123.0	3700
153.2	120.0	3350	131.32	120.0	3600	150.84	122.0	3900
159.0	118.0	3600	145.6	125.0	3800	148.74	120.0	3850
148.0	125.0	3150	146.7	120.0	3950	146.35	121.0	3750

q_{nom} – nominal injection rate/nominalna dawka paliwa; p_z – fuel pressure in the common rail/ciśnienie w zasobniku hydraulicznym; t_{sum} – total injection time/sumaryczny czas wtrysku

Graph in Fig. 5 presents total injection time for single, two-stage and three-stage injections tested with three dif-

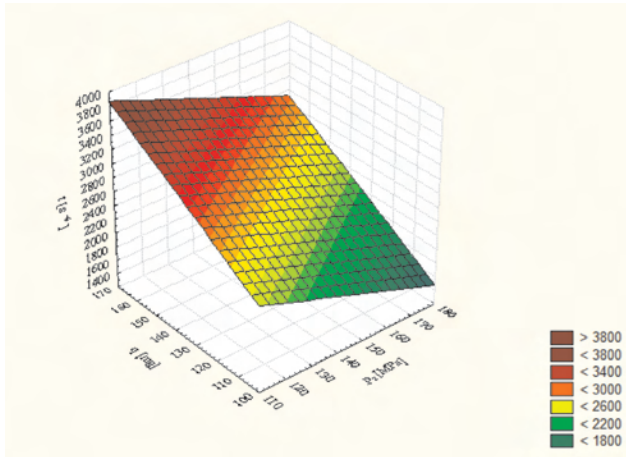


Fig. 2. Dependence of the nominal fuel dose q on the hydraulic pressure p_z and the total time of injection t for a single fuel dose

Rys. 2. Wykres zależności nominalnej dawki paliwa od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku dla pojedynczej dawki paliwa

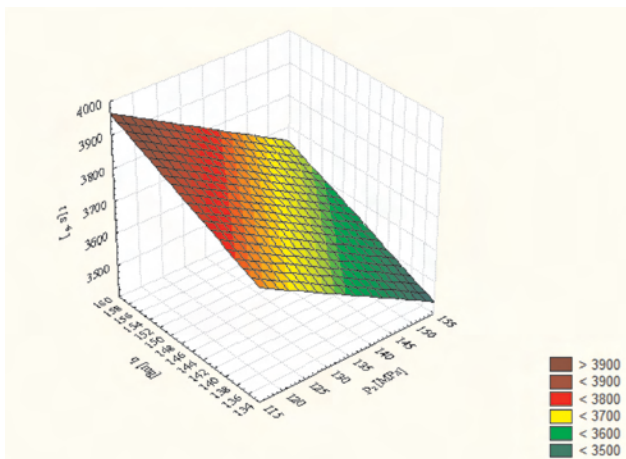


Fig. 4. Dependence of the minimum fuel dose q on the pressure in the common rail p_z and the total time of injection t for the three-piece fuel dose

Rys. 4. Wykres zależności nominalnej dawki paliwa od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku dla trzyczęściowej dawki paliwa

ferent values of fuel pressure in the common rail. Figure 6 shows the range of fuel doses for the considered variants of fuel injection. Figure 7 shows the value of pressure in the common rail for the considered variants of fuel injection.

5. Summary

On the basis of the analyses reported on in the present paper, it can be stated that:

- for the analyzed nominal engine speed for which accounts the shortest time of implementation of complete fuel dose, the important parameter that can be used for selection of fuel dose in qualitative aspect is the value of pressure in the hydraulic accumulator;

i trzyczęściowej dla porównywalnych nominalnych dawek przy trzech przyjętych do badań wartościach ciśnienia w zasobniku hydraulicznym.

Na rysunku 6 przedstawiono wielkość dawki paliwa w zależności od wariantu wtrysku wielofazowego, a na rys. 7 – ciśnienie w zasobniku w zależności od wariantu wtrysku wielofazowego.

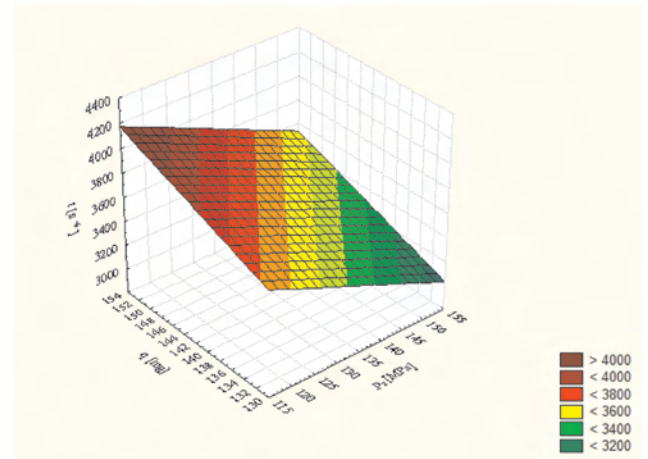


Fig. 3. Dependence of the nominal fuel dose q on the pressure in the common rail p_z and the total time of injection t for the two-piece fuel dose

Rys. 3. Wykres zależności nominalnej dawki paliwa od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku dla dwuczęściowej dawki paliwa

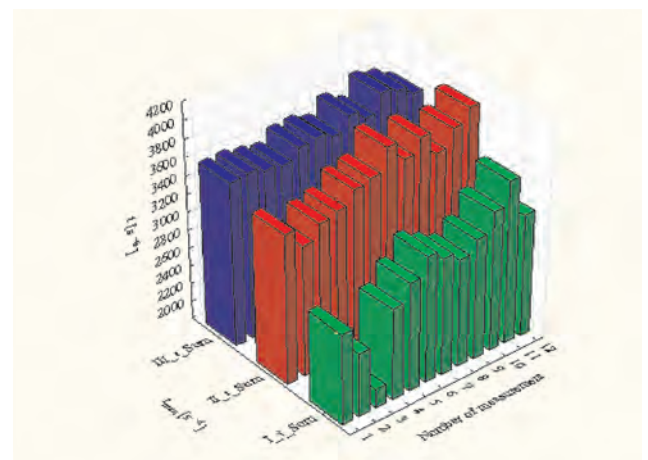


Fig. 5. Dependence of multiplicity of fuel doses on the time required for the completion of comparable fuel doses at different values of pressure p_z in the common rail (measurement 1 – 4 – the highest, 5 – 8 – average, 9 – 12 – the lowest)

Rys. 5. Zależność krotności dawki od czasu niezbędnego do jej realizacji dla porównywalnych wielkości dawki paliwa przy różnych wartościach ciśnieniach p_z (pomiar 1 – 4 – najwyższa; 5 – 8 – średnia; 9 – 12 – najniższa)

5. Podsumowanie

Analizując przedstawione wyniki badań, można stwierdzić, że:

- dla poddanej analizie nominalnej prędkości obrotowej, dla której przypada najkrótszy czas na realizację pełnej dawki paliwa, istotnym parametrem, który można wykorzystać

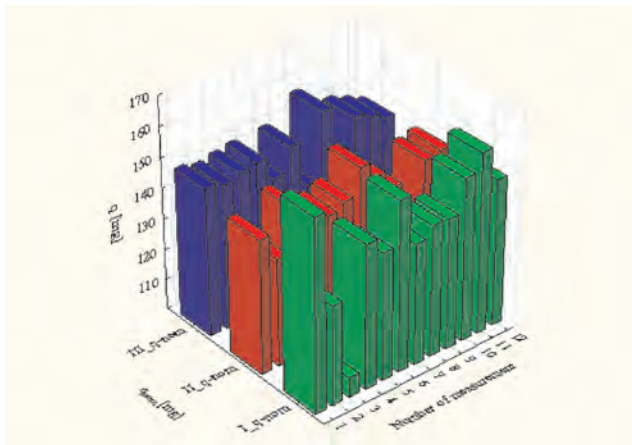


Fig. 6. Diversity of fuel delivery q for the considered injection multiplicity at different values of pressure p_z in the common rail (measurement 1 – 4 – the highest, 5 – 8 – average, 9 – 12 – the lowest)

Rys. 6. Zróżnicowanie dawki paliwa dla rozpatrywanych krotności wtrysku przy różnych wartościach ciśnieniach p_z (pomiar 1 – 4 – najwyższa; 5 – 8 – średnia; 9 – 12 – najniższa)

- total injection time differs for single, two-stage and three-stage injections under the same value of fuel pressure in the common rail;
- it is possible to change the beginning and the end of an injection depending on the number of injections;
- significant differences in the injection rate result from complex wave phenomena, hydraulic shock, turbulence, cavitation, etc. which, in turn, are caused by fast switching on and off injection valves and the valve in the common rail.

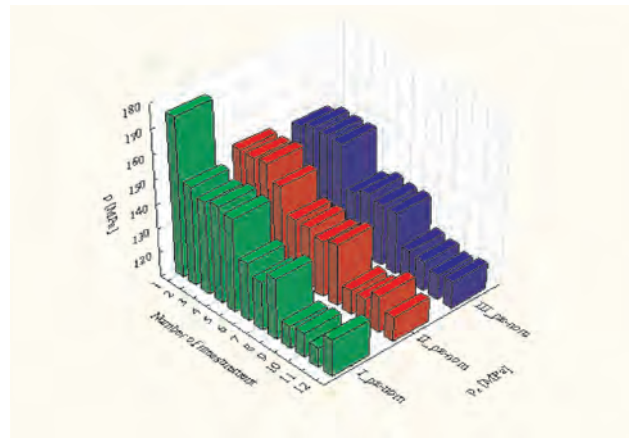


Fig. 7. Fuel pressure in the common rail for the considered multiplicity of injection

Rys. 7. Wartości ciśnień w zasobniku hydraulicznym rozpatrywanych krotności wtrysku

- do doboru dawki pod względem jakościowym, jest wartość ciśnienia w zasobniku hydraulicznym;
- sumaryczny czas na realizację porównywalnych dawek paliwa przy tych samych ciśnieniach, ale różnych krotnościach podziału dawki znacznie się różni;
- dobierając krotność dawki przy określonym ciśnieniu w zasobniku hydraulicznym, można zmieniać kąt początku i końca wtrysku paliwa w zależności od stanu pracy silnika;
- znaczny rozrzut dawki nominalnej paliwa jest efektem skomplikowanych zjawisk falowych, uderzeń hydraulicznych, turbulencji, kawitacji itp., które wywoływane są szybkimi (rzędu ms) przesterowaniami zaworów sterujących we wtryskiwaczach i zasobniku hydraulicznym.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Sobieszcański M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych. Zagadnienia wybrane. WKŁ, Warszawa 2000.
- [2] Smolarz J., Walkowski M.: The model of steady fuel flow in the injector channels in the Common Rail systems. Scientific Journals. Maritime University of Szczecin. 2009, 17(89), s. 80-86.
- [3] Balawender K., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: The effect of multi-phase injection on selected parameters of the common rail fuel system. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, nr 4/2008 (135), s. 22-28.
- [4] Informator Bosch: Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail. WKiŁ, Warszawa 2009.
- [5] Janiszewski T., Mavrantzas S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych. WKiŁ, Warszawa 2009.
- [6] Kafar I., Merksiz J., Piaseczny L.: Fuel spray model in a medium speed marine engine – a simulation. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, nr 3/2006 (126), s. 63-76.
- [7] Krupa A.: State of the art of electronically controlled engines. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, nr 1/2004 (118), s. 20-27.
- [8] Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: Determinanty dokładności dawkowania paliwa w systemie zasobnikowego układu zasilania Common Rail. Czasopismo Techniczne, z. 8 – M/2008, s. 161-172.
- [9] Bocheński C.: Możliwość sterowania procesami termodynamicznymi w silnikach wysokoprężnych przy zastosowaniu akumulatorowego (Common Rail) systemu paliwa. Journal of KONES Internal Combustion Engines, 2000, s. 38-44.
- [10] Zbierski K.: Układy wtryskowe Common Rail. Oficyna Wydawnicza, Łódź 2001.
- [11] Merksiz J.: Kierunki rozwoju spalinowych zespołów napędowych. Czasopismo Techniczne, z. 6-M/2004, s. 9-32.

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

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

e-mail: piaseczny@ptnss.pl



Mirosław Walkowski, DEng. – doctor in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury in Olsztyn.

Dr inż. Mirosław Walkowski – adiunkt na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

e-mail: mwal@interia.eu



The use of multi-equation models in the analysis of dynamic processes in marine diesel engines

Contemporary empirical research on combustion engines are processed based on the theory of experiment. Available software applications analyzing the experimental data commonly utilize multiple regression models, which enables studying of the effects and interactions between input values of the model and a single output variable. Using multi-equation models gives free hand at analyzing measurement results because it enables analysis of the effects and interaction of many output variables. It also allows analysis of the measurement results during dynamic processes. In this paper the author presents advantages of using a multidimensional regression model on the example of research conducted on engine test stand.

Key words: diagnostic, theory of experiments, marine diesel engine, exhaust emissions, multi-equation models

Wykorzystanie modeli wielorównaniowych do analizy procesów dynamicznych w badaniach okrętowych silników spalinowych

Współczesne badania silnikowe przeprowadza się na podstawie teorii eksperymentu. Dostępne aplikacje programów służących do analizy danych eksperymentalnych powszechnie wykorzystują model regresji wielokrotnej, który umożliwia badanie efektów i interakcji pomiędzy wielkościami wejściowymi modelu a jedną zmienną wyjściową. Zastosowanie modeli wielorównaniowych daje więcej swobody podczas analizy wyników pomiarowych, gdyż umożliwia jednoczesną analizę efektów i interakcji wielu zmiennych wyjściowych. Umożliwia również analizę wyników pomiarów podczas procesów dynamicznych. W pracy przedstawiono zalety stosowania modelu regresji wielowymiarowej na przykładzie badań przeprowadzonych na stanowisku silnika badawczego.

Słowa kluczowe: diagnostyka, teoria eksperymentów, silnik okrętowy, toksyczność spalin, modele wielorównaniowe

1. Introduction

During the engine working processes its structural parameters are changing. This affects its performance described by a set of output parameters. The mutual relationship between the parameters of the structure and the parameters of the engine output under certain conditions allows to treat the symptoms of the output parameters as the engine condition measured without its prior dismantling because the physical-chemical processes occurring during the working process and figures describing them can generally be observed and measured from the outside. These figures include the value of the exhaust emissions.

This simple combination is of interest to writers and aims to analyze the suitability and performance indexes to evaluate the emission parameters of the engine structure. At this point however, a comment is in place, as in the classic sense, an output parameter can be regarded as diagnostic only when meeting the characteristics such as: non-ambiguity, sufficient width of the field of changes and availability. Should the indexes and emission characteristics be considered a diagnostic parameter then?

Given the complicated measure, the cost of equipment, the ambiguity (the presence of extremes), and the characteristics of the exhaust components, a negative answer comes to mind. Nevertheless, a rapid development of measurement methods, progressively more advanced analyzers with increasing measurement power i.e.: speed and archiving

1. Wstęp

Podczas procesu roboczego silnika zmianom ulegają parametry jego struktury. Wpływa to na jego osiągi, opisane zbiorem parametrów wyjściowych. Wzajemny związek pomiędzy parametrami struktury i parametrami wyjściowymi silnika pozwala, w określonych warunkach, traktować parametry wyjściowe jako symptomy stanu technicznego silnika, mierzone bez jego demontażu, ponieważ procesy fizykochemiczne zachodzące podczas procesu roboczego i opisujące je wielkości mogą być obserwowane i mierzone z zewnątrz. Do tych wielkości należy między innymi wartość emisji składników spalin.

Takie proste skojarzenie jest w kręgu zainteresowań autorów niniejszej publikacji i ma na celu analizę przydatności wskaźników i charakterystyk emisji spalin do oceny parametrów struktury silnika. Niezbędny jest tu jednak komentarz, mianowicie: w klasycznym ujęciu parametr wyjściowy może być uznany za diagnostyczny jedynie przy jednoczesnym spełnieniu cech: jednoznaczności, dostatecznej szerokości pola zmian oraz dostępności. Czy więc wskaźniki i charakterystyki emisji mogą być uznane za parametr diagnostyczny?

Zważywszy na skomplikowany pomiar, wysoki koszt aparatury, a także niejednoznaczność (występowanie ekstremów) charakterystyk związków toksycznych, nasuwa się odpowiedź negatywna. Jednak szybki rozwój metod pomiarowych, coraz doskonalsze analizatory przy coraz większej

capacity, which makes the signal of the exhaust emission changes more useful, carrying more information for subsequent analysis.

The above approach goes as far as to impose a need to use the theory in empirical research experiment. The primary objective of this research work is to demonstrate the relationship between the input signals (introduced by the investigator), and the output signals (seen by him). The ultimate goal of statistical analysis of the measurement results is to define a function of the test object and an empirical model of a functional engine. Very extensive calculations using probability theory, stochastic processes, and calculus that are associated with this task are very labor-intensive and, without the use of computer technology and specialized software, they are impracticable. In the process of solving problems of inter-relations and complementary aspects of approximation, the correlation statistics, assessment of the relevance and measurement uncertainty as well as the adequacy of the test object functions, including questions of mathematical and graphical determination of singular points, available computer programs are used including the package of STATISTICA PL.

It should be stressed that the statistical computer analysis can involve a number of models that do not include interaction and do not take into account the interactions of varying degrees of involvement adopted to describe the model input variables. At the same time there is a possibility in the statistical analysis to reject (ignore) both freely chosen input variables describing the object of research as well as various types of interactions. This means that choosing the right (most appropriate) model depends on the operator, and his expertise and specialized knowledge on the theoretical bases of the discussed issue.

While assuming a less accurate representation of reality, practically when determining the nature of the change (trend) of the output quantities, there is a possibility of a significant simplification of the approximating polynomials by considering only the input variables and their only statistically significant interactions. The complexity of the model and the degree of entanglement of the basic volumes are also strongly determined by the degree of approximating polynomials. Hence, it is reasonable to seek to create models of a possibly simple form, most preferably linear models. It is assumed that due to the possibility of errors, it is better to describe the studied problem of non-linear nature with small linear segments than a non-linear description of a complex whole.

The software commonly used in the field of experimental design and subsequent analysis does not provide the freedom to analyze the collected material and uses ready analysis diagrams described above. Thus, interfering with the program (software package) itself is not possible. The recently observed development of social sciences, medicine and economics has caused rapid progress in the application of statistical methods securing the planning of the experiment [1, 2, 3, 5, 6]. In this area, econometrics in particular has some great achievements and the new approach to statisti-

mocy pomiarowej, tj. szybkości i pojemności elementów archiwizujących, czynią sygnał zmian emisji związków toksycznych bardziej użyteczny, zawierający coraz więcej informacji przydatnych w późniejszej analizie.

Przedstawione wyżej podejście zmusza do stosowania w badaniach empirycznych teorii eksperymentu. Podstawowym celem tak prowadzonych badań naukowych jest wykazanie zależności pomiędzy sygnałami wejściowymi (wprowadzanymi przez badacza) a sygnałami wyjściowymi (przez badacza obserwowanymi). Ostatecznym celem analizy statystycznej wyników pomiarów jest wyznaczenie funkcji obiektu badań oraz empirycznego modelu funkcjonalnego silnika. Związane z tym zadaniem szerokie obliczenia przy zastosowaniu rachunku prawdopodobieństwa, teorii procesów stochastycznych, rachunku różniczkowego są bardzo pracochłonne i bez zastosowania techniki komputerowej oraz specjalistycznego oprogramowania nie są możliwe. W rozwiązywaniu problemów dotyczących wzajemnych powiązań i uzupełniających zagadnień aproksymacji, korelacji statystycznych, oceny istotności i niedokładności pomiarów oraz adekwatności funkcji obiektu badań, łącznie z zagadnieniami matematycznego i graficznego wyznaczania punktów osobliwych, wykorzystuje się dostępne programy komputerowe, między innymi pakiet STATISTICA PL.

Należy podkreślić, że statystyczna analiza komputerowa może dotyczyć różnych modeli, nieuwzględniających interakcji oraz uwzględniających interakcje o różnym stopniu uwikłania, przyjętych do opisu modelu wielkości wejściowych. Jednocześnie występuje możliwość odrzucenia (zignorowania) w analizie statystycznej zarówno dowolnie wybranych wielkości wejściowych opisujących obiekt badań, jak i różnego typu interakcji. Oznacza to, że wybór odpowiedniego (najbardziej adekwatnego) modelu zależy od operatora oraz jego wiedzy i znajomości specjalistycznych podstaw teoretycznych badanego zagadnienia.

Przy zakładanej mniejszej dokładności odwzorowania rzeczywistości, a praktycznie przy wyznaczaniu charakteru zmian (trendu) wielkości wyjściowych, występuje możliwość znacznego uproszczenia wielomianów aproksymujących przez uwzględnienie tylko wielkości wejściowych i ich interakcji wyłącznie statystycznie istotnych. O złożoności modelu oraz o stopniu uwikłania wielkości podstawowych decyduje także stopień wielomianów aproksymujących. Zatem uzasadnione jest dążenie do tworzenia modeli o prostej postaci, a najkorzystniej modeli liniowych. Przyjmuje się, że ze względu na możliwość popełnienia błędów, lepiej jest opisać badane zagadnienie o nieliniowym charakterze małymi odcinkami liniowymi, niż jednym złożonym nieliniowym opisem całościowym.

Powszechnie stosowane oprogramowanie z zakresu planowania doświadczeń i późniejszej ich analizy nie daje jednak swobody w analizowaniu zebranego materiału, a wykorzystuje gotowe, wyżej przedstawione schematy analizy. Ingerowanie więc w sam program (pakiet programowy) nie jest możliwe. Obserwowany w ostatnim okresie rozwój nauk społecznych, medycznych i ekonomicznych spowodował szybki postęp w stosowaniu metod statystycznych,

Multi-equation models, as demonstrated by the earlier works of the authors, show a significant adjustment to the value obtained in the experiment [7 – 11]. However, they describe the changes in the output parameters (indexes of exhaust components) in steady states of the engine, when the influence of structural parameters is not the greatest. Hence, the problem with the wide variety of changes in the output parameter. The situation changes when we perform an analysis of the changes in the output parameters during transient processes. In the course of their duration, due to, among other things, imperfections of control systems, there is a chance of a repeated, though usually short-term instances when the parameter values are exceeded in comparison to the set state. The effect of the structural parameters is significantly greater then, thereby the issue with the variety of changes in the output parameter is less severe.

Using these operating states, somewhat detrimental to the engine, the authors decided to implement multi-equation models for the analysis of dynamic processes tested in the engine steady states.

2. Identification of a dynamic process of a multi-equation model

Assuming that the process of changing the exhaust emissions occurs over time, which means it is dynamic, the multi-equation model can be described with a system of linear differential equations. Since the measurement of the concentration of the exhaust components is a discrete measurement, the time-discrete signal (time sequence) is a function whose domain is the congregation of integers. Thus, a discrete-time signal is a sequence of numbers. This kind of sequences will continue to be recorded in the functional notation.

Discrete-time signal $x[k]$ is often determined by sampling $x(t)$, a continuous signal in time. If the sampling is uniform, then $x[k] = x(kT)$. Constant T is called the sampling period. The course of the dynamic process in time depends not only on the value of input functions at a given time but also the value of input functions in the past. Thus, the dynamic process (system) has a memory where it stores the consequences of past interactions.

The relations between the input signals $x_1[k], x_2[k], \dots, x_n[k]$, and the output signals $y_1[k], y_2[k], \dots, y_m[k]$, $k = 0, 1, 2, \dots$, will be described by a system of linear differential equations:

$$\begin{cases} y_1[k+1] = a_{11}y_1[k] + a_{12}y_2[k] + \dots + a_{1m}y_m[k] + \\ \quad + b_{11}x_1[k] + b_{12}x_2[k] + \dots + b_{1n}x_n[k] + \xi_1 \\ y_2[k+1] = a_{21}y_1[k] + a_{22}y_2[k] + \dots + a_{2m}y_m[k] + \\ \quad + b_{21}x_1[k] + b_{22}x_2[k] + \dots + b_{2n}x_n[k] + \xi_2 \\ \dots \\ y_m[k+1] = a_{m1}y_1[k] + a_{m2}y_2[k] + \dots + a_{mm}y_m[k] + \\ \quad + b_{m1}x_1[k] + b_{m2}x_2[k] + \dots + b_{mn}x_n[k] + \xi_m \end{cases} \quad (4)$$

where: $y_i[k]$, $i = 1, 2, \dots, m$ – output signal values at k , $x_j[k]$, $j = 1, 2, \dots, n$ – input signal values at k , a_{ij} – is a coefficient

tym samym problem szerokości pola zmian parametru wyjściowego jest mniejszy.

Wykorzystując te niekorzystne dla silnika stany pracy, postanowiono zaimplementować, sprawdzone podczas stanów ustalonych, modele wielorównaniowe do analizy procesów dynamicznych.

2. Identyfikacja wielorównaniowego modelu procesu dynamicznego

Przy założeniu, że proces zmian toksyczności spalin zachodzi w czasie, czyli ma dynamikę, model wielorównaniowy można opisać układem liniowych równań różnicowych. Ponieważ pomiar stężenia związków toksycznych ma charakter pomiaru dyskretnego, sygnałem dyskretnym w czasie (szeregiem czasowym) jest funkcja, której dziedziną jest zbiór liczb całkowitych. Zatem sygnał dyskretny w czasie jest ciągiem liczb. Tego rodzaju ciągi będą dalej zapisywane w notacji funkcyjnej $x[k]$.

Sygnał $x[k]$ dyskretny w czasie jest często wyznaczany za pomocą próbkowania sygnału $x(t)$ ciągłego w czasie. Jeśli próbkowanie jest równomierne, to $x[k] = x(kT)$. Stała T nazywana jest okresem próbkowania. Przebieg procesu dynamicznego w czasie zależy nie tylko od wartości wymuszeń w danej chwili, ale również od wartości tych wymuszeń w przeszłości. Zatem proces (układ) dynamiczny ma pamięć, w której są gromadzone skutki przeszłych oddziaływań.

Zależności między sygnałami wejściowymi $x_1[k], x_2[k], \dots, x_n[k]$ a sygnałami wyjściowymi $y_1[k], y_2[k], \dots, y_m[k]$, $k = 0, 1, 2, \dots$, opisuje się za pomocą układu liniowych równań różnicowych (4), gdzie: $y_i[k]$, $i = 1, 2, \dots, m$ – wartości sygnałów wyjściowych w chwili k , $x_j[k]$, $j = 1, 2, \dots, n$ – wartości sygnałów wejściowych w chwili k , a_{ij} – współczynnik występujący w i -tym równaniu przy j -tym sygnale wyjściowym, a_{ij} – współczynnik występujący w i -tym równaniu przy j -tym sygnale wejściowym, $i, j = 1, 2, \dots, m$, b_{ij} – nieobserwowalny składnik losowy w i -tym równaniu.

Analogicznie do układu równań (1), układ równań (4) można zapisać w postaci macierzowej (5), gdzie:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1m} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mm} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{m1} & a_{m1} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{y}[k] = \begin{bmatrix} y_1[k] \\ y_2[k] \\ \dots \\ y_m[k] \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y}[k+1] = \begin{bmatrix} y_1[k+1] \\ y_2[k+1] \\ \dots \\ y_m[k+1] \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{x}[k] = \begin{bmatrix} x_1[k] \\ x_2[k] \\ \dots \\ x_n[k] \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\xi} = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \dots \\ \xi_m \end{bmatrix}$$

found in i -th equation with j -th output signal, $i, j = 1, 2, \dots, m$, b_{ij} – is a coefficient found in i -th equation with j -th input signal, $i = 1, 2, \dots, m, j = 0, 1, \dots, n$, ξ_i – is a non-observable random component in i -th equation.

In analogy to (1), the system of equations (4) can be written in a matrix form:

$$\mathbf{y}[k+1] = \mathbf{A}\mathbf{y}[k] + \mathbf{B}\mathbf{x}[k] + \boldsymbol{\xi} \quad (5)$$

where:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1m} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mm} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{m1} & a_{m1} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{y}[k] = \begin{bmatrix} y_1[k] \\ y_2[k] \\ \dots \\ y_m[k] \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y}[k+1] = \begin{bmatrix} y_1[k+1] \\ y_2[k+1] \\ \dots \\ y_m[k+1] \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{x}[k] = \begin{bmatrix} x_1[k] \\ x_2[k] \\ \dots \\ x_n[k] \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\xi} = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \dots \\ \xi_m \end{bmatrix}$$

Later denoting:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1m} & c_{1m+1} & c_{1m+2} & \dots & c_{1m+n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2m} & c_{2m+1} & c_{2m+2} & \dots & c_{2m+n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{m1} & c_{m1} & \dots & c_{mm} & c_{mm+1} & \dots & \dots & \pi_{mm+n} \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{\eta} = \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \vdots \\ \eta_m \end{bmatrix}$$

$$c_{iv}[k] = b_{iv}[k], \text{ for } v = 1, 2, \dots, m, \quad (6)$$

$$c_{iv}[k] = a_{iv}[k], \text{ for } v = m+1, m+2, \dots, m+n,$$

$$\mathbf{z}[k] = \begin{bmatrix} z_1[k] \\ \vdots \\ z_m[k] \\ z_{m+1}[k] \\ \vdots \\ z_{m+n}[k] \end{bmatrix}$$

$$z_v[k] = y_v[k], \text{ for } v = 1, 2, \dots, m,$$

$$z_v[k] = x_{v-m}[k], \text{ for } v = m+1, m+2, \dots, m+n$$

Po oznaczeniu:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1m} & c_{1m+1} & c_{1m+2} & \dots & c_{1m+n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2m} & c_{2m+1} & c_{2m+2} & \dots & c_{2m+n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{m1} & c_{m1} & \dots & c_{mm} & c_{mm+1} & \dots & \dots & \pi_{mm+n} \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{\eta} = \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \vdots \\ \eta_m \end{bmatrix}$$

$$c_{iv}[k] = b_{iv}[k], \text{ dla } v = 1, 2, \dots, m,$$

$$c_{iv}[k] = a_{iv}[k], \text{ dla } v = m+1, m+2, \dots, m+n, \quad (6)$$

$$\mathbf{z}[k] = \begin{bmatrix} z_1[k] \\ \vdots \\ z_m[k] \\ z_{m+1}[k] \\ \vdots \\ z_{m+n}[k] \end{bmatrix}$$

$$z_v[k] = y_v[k], \text{ dla } v = 1, 2, \dots, m,$$

$$z_v[k] = x_{v-m}[k], \text{ dla } v = m+1, m+2, \dots, m+n$$

układ równań (4) oraz funkcjonały (6) przedstawiono w postaci zredukowanej (7).

Przez identyfikację układów równań (1), (4) rozumie się zagadnienie doboru współczynników przy wyznaczonych z pomiarów na rzeczywistym obiekcie wartości $\mathfrak{X}_1[k], \mathfrak{X}_2[k], \dots, \mathfrak{X}_n[k], k = 0, 1, 2, \dots, N$ sygnałów wejściowych x_1, x_2, \dots, x_n oraz wartości $\mathfrak{Y}_1[k], \mathfrak{Y}_2[k], \dots, \mathfrak{Y}_m[k], k = 0, 1, 2, \dots, N+1$ sygnałów wyjściowych y_1, y_2, \dots, y_n w chwilach $t_k = kT$.

Wartości pomiarowe można zapisać w postaci macierzy (8).

Współczynniki $b_{i1}, \dots, b_{im}, a_{im+1}, i = 1, 2, \dots, m$ powyższego układu równań dobiera się tak, aby funkcjonały (9) dla $i = 1, 2, \dots, m$ osiągały minimum.

Przy przyjętych oznaczeniach (6), funkcjonały (9) można zapisać w postaci (10).

Macierz (8) stanowi w istocie układ wektorów liniowo niezależnych w przestrzeni Hilberta (11).

Zagadnienie wyboru najlepszego modelu z klasy równań (11) w sensie minimalizacji wskaźników jakości identyfikacji rozwiązano, korzystając z twierdzenia o rzucie ortogonalnym [3, 6]. Z uwagi na obszerność zagadnienia pominięto przekształcenia prowadzące do równania w postaci macierzowej (12), gdzie:

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \sum_{k=0}^N \mathfrak{Y}_1[k] \mathfrak{Y}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \mathfrak{Y}_m[k] \mathfrak{Y}_1[k] & \sum_{k=0}^N \mathfrak{X}_1[k] \mathfrak{Y}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \mathfrak{X}_n[k] \mathfrak{Y}_1[k] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{k=0}^N \mathfrak{Y}_i[k] \mathfrak{Y}_m[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \mathfrak{Y}_m[k] \mathfrak{Y}_m[k] & \sum_{k=0}^N \mathfrak{X}_1[k] \mathfrak{Y}_m[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \mathfrak{X}_n[k] \mathfrak{Y}_m[k] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{k=0}^N \mathfrak{Y}_1[k] \mathfrak{X}_n[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \mathfrak{Y}_m[k] \mathfrak{X}_n[k] & \sum_{k=0}^N \mathfrak{X}_1[k] \mathfrak{X}_n[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \mathfrak{X}_n[k] \mathfrak{X}_n[k] \end{bmatrix} = \mathfrak{X}^T \mathfrak{X}$$

system of equations (4) and functionals (6) are shown in a reduced form:

$$\mathbf{y}[k+1] = \mathbf{Cz}[k] + \boldsymbol{\eta} \quad (7)$$

By identifying the system of equations (1), (4) we get to understand a problem of selecting coefficients using the values determined by measurements on a real object $\bar{x}_1[k], \bar{x}_2[k], \dots, \bar{x}_n[k], k = 0, 1, 2, \dots, N$ input signals x_1, x_2, \dots, x_n and values $\bar{y}_1[k], \bar{y}_2[k], \dots, \bar{y}_m[k], k = 0, 1, 2, \dots, N+1$ output signals y_1, y_2, \dots, y_n in instants $t_k = kT$.

Measured values can be written in a matrix form (8):

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{X}} &= [\mathbf{e}_1 | \mathbf{e}_2 | \dots | \mathbf{e}_m | \mathbf{e}_{m+1} | \mathbf{e}_{m+2} | \dots | \mathbf{e}_{m+n}] = \\ &= \begin{bmatrix} \bar{y}_1[0] & \bar{y}_2[0] & \dots & \bar{y}_m[0] & \bar{x}_1[0] & \dots & \bar{x}_n[0] \\ \bar{y}_1[1] & \bar{y}_2[1] & \dots & \bar{y}_m[1] & \bar{x}_1[1] & \dots & \bar{x}_n[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \bar{y}_1[N] & \bar{y}_2[N] & \dots & \bar{y}_m[N] & \bar{x}_1[N] & \dots & \bar{x}_n[N] \end{bmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

Coefficients $b_{i1}, \dots, b_{im}, a_{im+1}, i = 1, 2, \dots, m$ of the above system of equations are chosen specifically so functional (9)

$$\begin{aligned} J_i(b_{i1}, \dots, b_{im}, a_{im+1}, \dots, a_{i(m+n)}) &= \\ &= \sqrt{\sum_{k=1}^N (a_{i1}\bar{y}_1[k] + \dots + a_{im}\bar{y}_m[k] + b_{im+1}\bar{x}_1[k] + \dots + b_{i(m+n)}\bar{x}_n[k] - \bar{y}_i[k+1])^2} \quad (9) \end{aligned}$$

reaches a minimum for $i = 1, 2, \dots, m$.

In the denotations adopted above (6), functionals (9) can be written as (10)

$$\begin{aligned} J_i(c_{i1}, c_{i2}, \dots, c_{i(m+n)}) &= \\ &= \sqrt{\sum_{k=0}^N (c_{i1}\bar{z}_1[k] + \dots + c_{im}\bar{z}_m[k] + c_{im+1}\bar{z}_{m+1}[k] + \dots + c_{i(m+n)}\bar{z}_{m+n}[k] - \bar{y}_i[k+1])^2} \quad (10) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i = 1, 2, \dots, m \quad \bar{z}_v[k] &= \bar{y}_v[k], \text{ for } v = 1, 2, \dots, m, \\ \bar{z}_v[k] &= \bar{x}_{v-m}[k], \text{ for } v = m+1, m+2, \dots, m+n \end{aligned}$$

Matrix (8) is essentially a system of linearly independent vectors in a Hilbert space

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_1 &= \begin{bmatrix} \bar{y}_1[0] \\ \bar{y}_1[1] \\ \vdots \\ \bar{y}_1[N] \end{bmatrix}, \mathbf{e}_2 = \begin{bmatrix} \bar{y}_2[0] \\ \bar{y}_2[1] \\ \vdots \\ \bar{y}_2[N] \end{bmatrix}, \dots, \mathbf{e}_m = \begin{bmatrix} \bar{y}_m[0] \\ \bar{y}_m[1] \\ \vdots \\ \bar{y}_m[N] \end{bmatrix}, \\ \mathbf{e}_{m+1} &= \begin{bmatrix} \bar{x}_1[0] \\ \bar{x}_1[1] \\ \vdots \\ \bar{x}_1[N] \end{bmatrix}, \dots, \mathbf{e}_{m+n} = \begin{bmatrix} \bar{x}_n[0] \\ \bar{x}_n[1] \\ \vdots \\ \bar{x}_n[N] \end{bmatrix} \quad (11) \end{aligned}$$

$$(\mathbf{C}_i^0)^T = \begin{bmatrix} c_{i1}^0 \\ \vdots \\ c_{im}^0 \\ c_{im+1}^0 \\ \vdots \\ c_{im+n}^0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{W}_i = \begin{bmatrix} \sum_{k=0}^N \bar{y}_i[k+1]\bar{y}_i[k] \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^N \bar{y}_i[k+1]\bar{y}_n[k] \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^N \bar{y}_i[k+1]\bar{x}_1[k] \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^N \bar{y}_i[k+1]\bar{x}_n[k] \end{bmatrix} = \bar{\mathbf{X}}^T \bar{\mathbf{y}}_i[k+1]$$

Zatem równanie macierzowe (12) można przedstawić w postaci (13). Stąd otrzymuje się równanie (14). Zatem optymalne współczynniki $c_{ij}^0, i = 1, 2, \dots, m, m+1, \dots, m+n$ zredukowanej postaci modelu (10) można wyznaczyć z równości (15)

$\bar{\mathbf{X}}_{(N+1) \times (m+n)}$ – macierz wartości pomiarowych sygnałów $y_1, y_2, \dots, y_n, x_1, x_2, \dots, x_m$,

$\bar{\mathbf{X}}_{(m+n) \times (N+1)}^T$ – macierz transponowana do macierzy wartości pomiarowych sygnałów wejściowych,

$(\bar{\mathbf{X}}^T \bar{\mathbf{X}})_{(N+1) \times (N+1)}^{-1}$ – macierz odwrotna do macierzy Grama $\mathbf{G}_{(N+1) \times (N+1)}$,

$\bar{\mathbf{Y}}_{(N+1) \times m}^T[k+1]$ – macierz wartości pomiarowych sygnałów wyjściowych y_1, y_2, \dots, y_m ,

$\bar{\mathbf{Y}}_{m \times (N+1)}^T$ – macierz transponowana do macierzy wartości pomiarowych sygnałów wyjściowych,

N – liczba pomiarów, n – liczba sygnałów wejściowych, m – liczba sygnałów wyjściowych.

3. Badania procesów dynamicznych układu zasilania silnika paliwem modelami wielorównaniowymi

Badaniu podlegał układ zasilania silnika paliwem (układ wtryskowy) jednocylindrowego silnika badawczego 1-SB zainstalowanego w Laboratorium Eksploatacji Siłowni Okrętowych Akademii Marynarki Wojennej [10]. Materiał doświadczalny zebrany został według opracowanego dwuwartościowego planu frakcyjnego. Realizację poszczególnych układów pomiarowych (punktów pomiarowych) podanego planu doświadczenia wykonywano za pomocą programowalnego sterownika, co pozwoliło uzyskać dużą powtarzalność procesów dynamicznych. Jako czas trwania procesu dynamicznego przyjęto okres pomiędzy początkiem przesterowania elementów układu wtryskowego a ponowną stabilizacją wielkości wyjściowych. Czas ten dobrano eksperymentalnie i wynosił on około 320 s.

W celu identyfikacji wpływu stanu technicznego układu zasilania paliwem na parametry energetyczne silnika podczas procesów dynamicznych określono zbiory wielkości wejściowych (parametrów zadawanych) oraz wielkości wyjściowych (parametrów obserwowanych). Na potrzeby niniejszej pracy zbiór wielkości wejściowych X ograniczono do trzech elementów, tj.: x_1 – prędkość obrotowa silnika n

The issue of selecting the best model out of a class of equations (11) in the sense of minimizing the quality coefficient of identification was solved using the orthogonal projection theorem [3, 6]. Given the vastness of the issue, the shift leading to the equation in the matrix form was omitted:

$$\mathbf{G}(\mathbf{C}_i^0)^T = \mathbf{W}_i \quad (12)$$

where:

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \sum_{k=0}^N \tilde{y}_1[k]\tilde{y}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{y}_m[k]\tilde{y}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_1[k]\tilde{y}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_n[k]\tilde{y}_1[k] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{k=0}^N \tilde{y}_1[k]\tilde{y}_m[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{y}_m[k]\tilde{y}_m[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_1[k]\tilde{y}_m[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_n[k]\tilde{y}_m[k] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{k=0}^N \tilde{y}_1[k]\tilde{x}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{y}_m[k]\tilde{x}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_1[k]\tilde{x}_1[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_1[k]\tilde{x}_n[k] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{k=0}^N \tilde{y}_1[k]\tilde{x}_n[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{y}_m[k]\tilde{x}_n[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_1[k]\tilde{x}_n[k] & \dots & \sum_{k=0}^N \tilde{x}_n[k]\tilde{x}_n[k] \end{bmatrix} = \tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{X}}$$

$$(\mathbf{C}_i^0)^T = \begin{bmatrix} c_{i1}^0 \\ \vdots \\ c_{im}^0 \\ c_{im+1}^0 \\ \vdots \\ c_{im+n}^0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{W}_i = \begin{bmatrix} \sum_{k=0}^N \tilde{y}_i[k+1]\tilde{y}_1[k] \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^N \tilde{y}_i[k+1]\tilde{y}_n[k] \\ \sum_{k=0}^N \tilde{y}_i[k+1]\tilde{x}_1[k] \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^N \tilde{y}_i[k+1]\tilde{x}_n[k] \end{bmatrix} = \tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{y}}_i[k+1]$$

Thus, the matrix equation (12) can be expressed as:

$$(\tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{X}})(\mathbf{C}_i^0)^T = \tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{y}}_i[k+1] \quad (13)$$

Which gives

$$(\mathbf{C}_i^0)^T = (\tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{X}})^{-1} \tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{y}}_i[k+1], \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (14)$$

Thus, the optimal coefficients $c_{ij}^0, i = 1, 2, \dots, m, m+1, \dots, m+n$ of the reduced model form (10) can be determined from the equation:

$$(\mathbf{C}^0)^T = (\tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{X}})^{-1} \tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{Y}}[k+1] \quad (15)$$

$\tilde{\mathbf{X}}_{(N+1) \times (m+n)}$ – matrix of measured values of signals $y_1, y_2, \dots, y_n, x_1, x_2, \dots, x_m$,

$\tilde{\mathbf{X}}_{(m+n) \times (N+1)}^T$ – matrix transposed to the matrix of measured values of input signals,

$(\tilde{\mathbf{X}}^T \tilde{\mathbf{X}})_{(N+1) \times (N+1)}^{-1}$ – inverse to the Gram matrix $\mathbf{G}_{(N+1) \times (N+1)}$

$\tilde{\mathbf{Y}}_{(N+1) \times m}[k+1]$ – matrix of measured values of output signals y_1, y_2, \dots, y_m ,

$\tilde{\mathbf{Y}}_{m \times (N+1)}^T$ – matrix transposed to the matrix of measured values of output signals,

$[obr/min]$; x_2 – moment obrotowy silnika T_{iq} [N·m]; x_3 – zakokowanie dysz rozpylacza S_k [μm^2]. Podobnie postąpiono ze zbiorem wielkości wyjściowych Y , ograniczając liczbę jego elementów tylko do podstawowych związków toksycznych w kolektorze wylotowym: y_1 – stężenie tlenu węgla w kolektorze wylotowym spalin $C_{CO(k)}$ [ppm]; y_2 – stężenie węglowodorów w kolektorze wylotowym spalin $C_{HC(k)}$ [ppm]; y_3 – stężenie tlenków azotu w kolektorze wylotowym spalin $C_{NOx(k)}$ [ppm]. Zmiany wielkości wejściowych i wyjściowych podczas procesu dynamicznego przedstawiono na rys. 1.

Identyfikacji statystycznej dokonano za pomocą programu GRETL [2]. Estymację współczynników równań poszczególnych zmiennych wyjściowych przeprowadzono za pomocą metody najmniejszych kwadratów, a miała ona na celu weryfikację istotności jej parametrów i w efekcie odrzucenie wartości nieistotnych, co w konsekwencji doprowadziło do znacznego uproszczenia modeli. Wartości

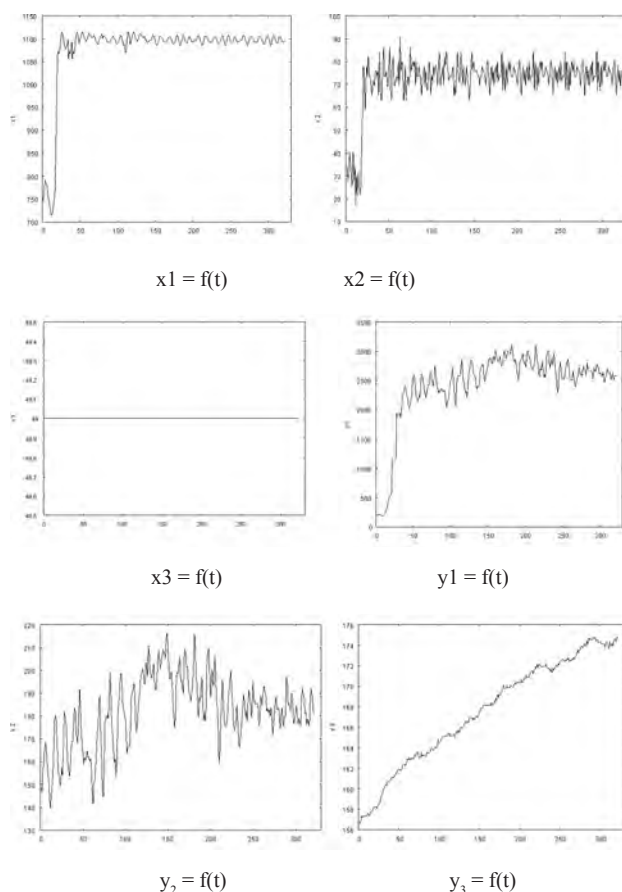


Fig. 1. Changes of the input and output quantities during the dynamic process where: x_1 – engine speed n [rpm]; x_2 – engine torque T_{iq} [N·m]; x_3 – coking of the spray nozzle S_k [μm^2]; y_1 – concentration of carbon monoxide in the exhaust manifold $C_{CO(k)}$ [ppm]; y_2 – concentration of hydrocarbons in the exhaust manifold $C_{HC(k)}$ [ppm]; y_3 – concentration of nitric oxides in the exhaust manifold $C_{NOx(k)}$ [ppm]; t – duration of the process [s]

Rys. 1. Zmiany wielkości wejściowych i wyjściowych podczas procesu dynamicznego: x_1 – prędkość obrotowa silnika n [obr/min]; x_2 – moment obrotowy silnika T_{iq} [N·m]; x_3 – zakokowanie dysz rozpylacza S_k [μm^2]; y_1 – stężenie tlenu węgla w kolektorze wylotowym spalin $C_{CO(k)}$ [ppm]; y_2 – stężenie węglowodorów w kolektorze wylotowym spalin $C_{HC(k)}$ [ppm]; y_3 – stężenie tlenków azotu w kolektorze wylotowym spalin $C_{NOx(k)}$ [ppm]; t – czas trwania procesu [s]

N – number of measurements,
n – number of input signals, m
– number of output signals.

3. The study of dynamic processes in the engine fuel supply system through multi-equation models

The object of this research was the engine fuel supply system (fuel injection) of a single-cylinder test engine 1-SB installed in the Laboratory of the Operation of Marine Power Plants at the Polish Naval Academy (10). The experimental material was collected by a bivalent fractional plan. The implementation of specific measuring systems (measuring points) of the above experiment design was performed using a programmable controller that allowed a high repeatability of dynamic processes. The period between the onset of the clipping of the injection system components and the re-stabilization of the output quantities was adopted as the duration of the dynamic process. This period was selected through a series of experiments and it averaged to about 320 s.

Table 1. Least-squares estimation of the dependent variable y_1

Tabela 1. Estymacja metodą najmniejszych kwadratów zmiennej zależnej y_1

Variable/ zmienna	Coefficient/ współczynnik	Mean error/ błąd stand.	Student-t	p value/ wartość p	i significance/ istotność i
y3_1	2.91309	1.43271	2.0333	0.04286	**
x1_1	0.644317	0.130189	4.9491	< 0.00001	***
x3_1	-18.2606	5.31195	-3.4376	0.00067	***
y1_1	0.884015	0.0193211	45.7538	< 0.00001	***

Table 2. Least-squares estimation of the dependent variable y_2

Tabela 2. Estymacja metodą najmniejszych kwadratów zmiennej zależnej y_2

Variable/ zmienna	Coefficient/ współczynnik	Mean error/ błąd stand.	Student-t	p value/ wartość p	i significance/ istotność i
y1_1	0.00120044	0.00067661	1.7742	0.07699	*
x3_1	0.412034	0.0899356	4.5814	< 0.00001	***
y2_1	0.873606	0.0279092	31.3017	< 0.00001	***

Table 3. Least-squares estimation of the dependent variable y_3

Tabela 3. Estymacja metodą najmniejszych kwadratów zmiennej zależnej y_3

Variable/ zmienna	Coefficient/ współczynnik	Mean error/ błąd stand.	Student-t	p value/ wartość p	i significance/ istotność i
y1_1	-5.65987e-05	2.41816e-05	-2.3406	0.01987	**
x1_1	0.000396798	0.000206581	1.9208	0.05565	*
y3_1	0.998597	0.00112836	884.9995	< 0.00001	***

istotności parametrów modeli przedstawiono w tab. 1, 2, 3. Największemu uproszczeniu uległy równania opisujące zmiany stężenia węglowodorów (y_2) oraz stężenia tlenków azotu (y_3) (tab. 2, 3). Dla równania opisującego zmiany węglowodorów, w sposób istotny zależą one od paramet-

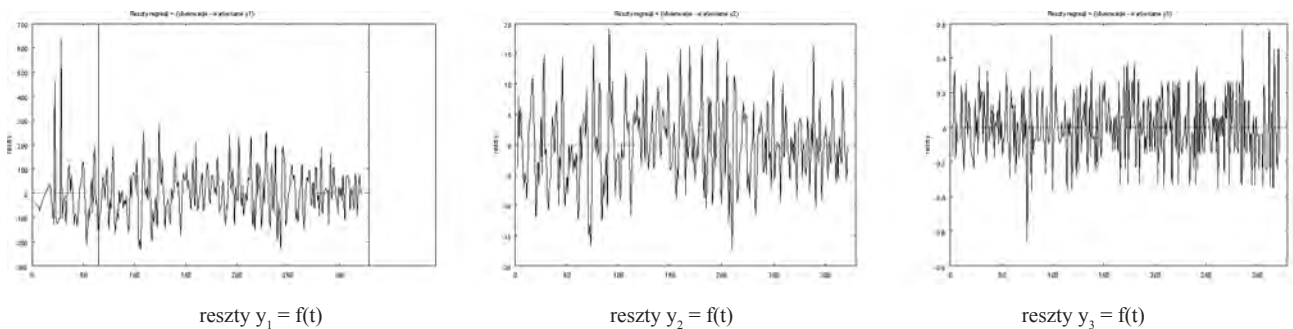


Fig. 2. Graph of the regression residuals for output variables where: y_1 – concentration of carbon monoxide in the exhaust manifold $C_{CO(k)}$ [ppm]; y_2 – concentration of hydrocarbons in the exhaust manifold $C_{HC(k)}$ [ppm]; y_3 – concentration of nitric oxides in the exhaust manifold $C_{NOx(k)}$ [ppm]; t – duration of the process [s]

Rys. 2. Wykres reszt regresji dla zmiennych wyjściowych: y_1 – stężenie tlenku węgla w kolektorze wylotowym spalin $C_{CO(k)}$ [ppm]; y_2 – stężenie węglowodorów w kolektorze wylotowym spalin $C_{HC(k)}$ [ppm]; y_3 – stężenie tlenków azotu w kolektorze wylotowym spalin $C_{NOx(k)}$ [ppm]; t – czas trwania procesu [s]

In order to identify the impact of the technical condition of the fuel supply system on the parameters of the engine power during dynamic processes, sets of input quantities (preset parameters) and output quantities (observed parameters) were defined. For the purpose of this study a set of input quantities X was limited to three elements, that is:

tru struktury, który reprezentuje zakoksowanie otworów rozpylacza (x_3). Podobnie jest w odniesieniu do modelu opisującego zmiany stężenia tlenku węgla (y_1).

O dobrym dopasowaniu modelu do wartości uzyskanych w wyniku eksperymentu na silniku może świadczyć równomierne rozłożenie reszt regresji od wartości średnich (rys. 2).

x_1 – engine speed n [rpm]; x_2 – engine torque T_{iq} [N·m];
 x_3 – coking of the spray nozzle S_k [μm^2].

Similar treatment was applied to the Y of the output quantities, limiting the number of its elements to only the primary exhaust components in the exhaust manifold: y_1 – concentration of carbon monoxide in the exhaust manifold $C_{\text{CO}(k)}$ [ppm]; y_2 – concentration of hydrocarbons in the exhaust manifold $C_{\text{HC}(k)}$ [ppm]; y_3 – concentration of nitric oxides in the exhaust manifold $C_{\text{NOx}(k)}$ [ppm]. Changes of the input and output quantities during the dynamic process have been shown in Fig. 1.

Statistical identification was made using GRETL [2]. Estimation of the equation coefficients for specific output variables was performed using the least-squares method and it had to verify the significance of its parameters and, consequently, the rejection of insignificant values, which consequently led to a significant simplification of the models. The significance values of model parameters have been shown in a graphical manner (Table 1, 2, 3). The equations describing the changes in the concentration of hydrocarbons (y_2) and nitric oxides (y_3) have undergone the greatest simplification. (Table 2, 3). In the case of the equation describing the change of the content of hydrocarbons they heavily depend on the structure parameter, which represents coking of the spray nozzle (x_3). The case of a model describing the changes in the carbon monoxide content (y_1) is similar.

An even distribution of residuals from the regression of mean values may be indicative of being a good fit model to the values obtained from the experiment on the engine.

4. Summary

The presented description of the active experiment space by the multidimensional models gives great possibilities in the analysis of the measurement data and scientific reasoning. Furthermore, assuming that the matrix of the coefficients $(C^\circ)^T$ is orthogonal, there is a possibility of fulfilling a reverse task, i.e. estimating with complex relevance and known input variables describing the work points (engine speed n and torque load T_{iq} and other input quantities). In further works the authors will attempt to investigate this issue.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Ryszard Zadrąg, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at Polish Naval Academy of Gdynia.

Dr inż. Ryszard Zadrąg – st. wykładowca na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki wojennej w Gdyni.

e-mail: r.zadrag@amw.gdynia.pl



4. Podsumowanie

Przedstawiony opis przestrzeni eksperymentu czynnego za pomocą modeli wielowymiarowych daje wielkie możliwości w analizie danych pomiarowych i wnioskowaniu naukowym. Ponadto istnieje możliwość, przy założeniu ortogonalności macierzy współczynników $(C^\circ)^T$, wykonania zadania odwrotnego, czyli szacowania, z założoną istotnością, przy znanych zmiennych wejściowych opisujących punkt pracy, tj.: prędkości obrotowej silnika n i obciążenia momentem obrotowym T_{iq} , pozostałych wielkości wejściowych.

Bibliography/Literatura

- [1] Koško M., Osińska M., Stępińska J.: *Ekonometria współczesna*. TONiK, Toruń 2007.
- [2] Kufel T.: *Ekonometria. Rozwiązywanie problemów z wykorzystaniem programu GRETL*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2007.
- [3] Kukielka L.: *Podstawy badań inżynierskich*. Wydawnictwo Naukowe PW, Warszawa 2002.
- [4] Piaseczny L., Zadrąg R.: *The influence of selected damages of engine zs type on the changes of emission of exhaust gas components*. Silniki Spalinowe, Opole 2009.
- [5] Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*. PWN, Warszawa 1984.
- [6] Robertson J., Robertson S.: *Pełna analiza systemowa*. WNT, Warszawa 1999.
- [7] Zadrąg R.: *Kryteria doboru parametru diagnostycznego na potrzeby diagnostyki okrętowego silnika spalinowego*, Logistyka nr 4/2010, Poznań 2010.
- [8] Zadrąg R.: *Modele wielorównaniowe szczelności układu wymiany ładunku silnika okrętowego*. Silniki gazowe – wybrane zagadnienia, pod red. A. Dużyńskiego, seria Monografie nr 183. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2010.
- [9] Zadrąg R.: *The multi-equational models in the analysis of results of marine diesel engines research*. Międzynarodowa konferencja Eksplozjesel& Gas Turbine'2009. Międzyzdroje-Kopenhaga 2009.
- [10] Zadrąg R. i in.: *Modele identyfikacji stanu technicznego silnika na podstawie oceny emisji składników spalin*. Sprawozdanie z projektu badawczego nr 4T12D 055 29. AMW, Gdynia 2008.
- [11] Zadrąg R., Zellma M.: *Analiza wyników badań silników spalinowych przy wykorzystaniu modeli wielowymiarowych*. Sympozjum Siłowni Okrętowych Symso'2009, Gdynia 2009.

Marek Zellma, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at Polish Naval Academy of Gdynia.

Dr inż. Marek Zellma – st. wykładowca na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

e-mail: m.zellma@amw.gdynia.pl



Qualifying as assistant professor *Habilitation*

Dr hab. inż. Jacek Hunicz

Kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym

Kolokwium habilitacyjne przeprowadzono w dniu 9 maja 2012 na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

W pracy przedstawiono zagadnienia organizacji procesu roboczego silnika o kontrolowanym samozapłonie zasilanego bezpośrednim wtryskiem benzyny. W celu dostarczenia energii potrzebnej do zapłonu mieszanki wykorzystano wewnętrzną recyrkulację spalin uzyskaną dzięki ujemnemu współdotwarcu zaworów.

Badania obejmowały procesy wymiany ładunku w cylindrze, tworzenia mieszanki oraz spalania. Analiza wymiany ładunku pozwoliła na sformułowanie wniosków dotyczących istoty działania silnika i mechanizmów zapewniających powtarzalność cykliczną procesu roboczego. Na podstawie badań procesu tworzenia mieszanki w cylindrze określono zmiany składu frakcyjnego paliwa w wyniku jego reformowania. Dzięki częściowemu reformowaniu paliwa możliwe było rozszerzenie zakresu pracy silnika w kierunku mniejszych obciążeń przez spalanie uboższych mieszanek paliwo-powietrznych. Zwrócono także uwagę na negatywne skutki tego procesu chemicznego, do których należą zwiększona emisja metanu oraz obniżenie sprawności cieplnej, ze względu na utlenianie paliwa w trakcie ujemnego współdotwarcia zaworów.

Wyznaczono zakres pracy silnika w polu określonym przez współczynnik wewnętrznej recyrkulacji spalin oraz współczynnik nadmiaru powietrza. Przedstawiono także sposób sterowania układem rozrządu oraz składem mieszanki przy zmiennych obciążeniach silnika. Dla zróżnicowanych warunków pracy przebadano różne sposoby sterowania bezpośrednim wtryskiem paliwa, aby zminimalizować emisję toksycznych składników spalin i jednostkowe zużycie paliwa. Na tej podstawie sformułowano zalecenia dotyczące sposobów sterowania procesem tworzenia mieszanki.

Uzyskane własności obiektu badań zostały porównane z emisją spalin i sprawnością seryjnego silnika benzynowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra. W zakresie małych obciążeń zastosowanie kontrolowanego samozapłonu pozwoliło na osiągnięcie sprawności porównywalnej z silnikiem spalającym ładunek uwarstwiony oraz redukcję emisji tlenków azotu z cylindra w granicach 99%.

Controlled auto-ignition in a gasoline engine

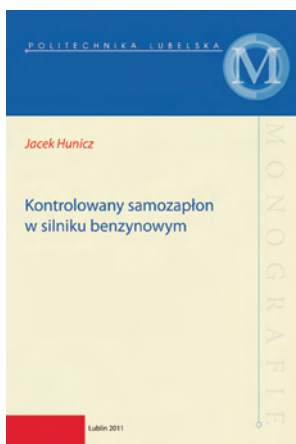
The qualifying procedure was held on 9 May 2012 in the Faculty of Mechanical Engineering of Lublin University of Technology.

In-cylinder processes in a gasoline direct injection controlled auto-ignition (CAI) engine were presented in the study. In order to provide the sufficient amount of thermal energy to the in-cylinder load, internal exhaust gas re-circulation utilizing a negative valve overlap technique was applied.

The scope of the research included gas exchange processes, mixture formation and combustion. The analysis of gas exchange allowed the author to investigate into the fundamental principle of CAI engine operation and the mechanisms providing cycle-to-cycle stability. In-cylinder fuel reforming and resulting changes of its fractional composition was examined on the basis of mixture formation analysis. Partial fuel reforming allowed combustion of highly diluted air-fuel mixtures, thus expanding the engine low load limit. However, the negative effects of reformation were also observed. Among them was increased methane content in the exhaust gases and a decrease of combustion efficiency due to fuel oxidation during the negative valve overlap interval.

The engine operating region, at variable air-excess ratio and variable exhaust gas re-circulation rate, was identified. The method of load regulation, utilizing variable valves timings and engine fuelling, was proposed. Different in-cylinder mixture formation methods were examined at various operating conditions. It allowed the author to formulate the strategies of direct gasoline injection control, in order to reduce toxic exhaust components as well as specific fuel consumption.

The obtained engine combustion characteristics were compared with emissions and thermal efficiency of a mass-produced spray-guided gasoline engine. In the low load range, the controlled auto-ignition showed benefits versus spark ignition combustion. Thermal efficiencies of both combustion systems were at similar level, while controlled auto-ignition allowed for 99% reduction of cylinder-out nitrogen oxides emission.



Doctorates *Doktoraty*

Dr inż. Robert Kozłowski

Ocena emisyjności śmigłowców transportowych w aspekcie oddziaływania na środowisko

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska.

Recenzenci: dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski, prof. PP – Politechnika Poznańska, dr hab. inż. Stanisław W. Kruczyński, prof. PW – Politechnika Warszawska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej 10.07.2012 roku.

Ocena rzeczywistych warunków eksploatacji śmigłowców transportowych, ukierunkowana na analizę emisji związków szkodliwych zawartych w spalinach generowanych przez ich zespoły napędowe, jest zagadnieniem nowym zarówno w skali krajowej, jak i w światowej. Dążeniem autora było określenie oddziaływania śmigłowców transportowych na środowisko naturalne człowieka oraz wskazanie wpływu stosowania specyficznych warunków eksploatacji na ekologiczne i energetyczne aspekty ich pracy.

W ramach prac związanych z rozprawą wykonano analizy histogramów obciążenia silników wybranych śmigłowców transportowych rejestrowa-

nych w rzeczywistych warunkach eksploatacji, które dotyczyły losowo wybranych lotów, a zostały zarejestrowane przez pokładowe rejestratory parametrów lotu. Przeprowadzono badania stężenia związków szkodliwych zawartych w spalinach silników podczas realizowanych prób przedlotowych śmigłowców. Uzyskane wyniki z przeprowadzonych pomiarów poddano analizie porównawczej z wartościami obciążenia silników podczas prób, które zarejestrował rejestrator parametrów lotu. Zestawienie uzyskanych danych umożliwiło przypisanie wartości stężenia poszczególnych związków szkodliwych spalin odpowiednim stanom obciążenia silnika. Informacje te wykorzystano do oceny emisyjności wybranych śmigłowców podczas ich rzeczywistej eksploatacji. W wyniku przeprowadzonych analiz skonstruowano test badawczy, na podstawie którego może być dokonywana weryfikacja stanu eksploatacyjnego śmigłowca napędzanego silnikami turbinowymi.

dr inż. Tomasz Ambrozik

Proces spalania w silniku z wieloetapowym wtryskiem paliwa

Promotor: dr hab. inż. Leszek Radziszewski prof. nadzw. Politechniki Świętokrzyskiej.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska, dr hab. inż. Marek Idzior prof. nadzw. Politechniki Poznańskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych oraz wyróżnienie pracy nadała Rada Wydziału Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej 14 czerwca 2012 roku.

Inspiracją do realizacji pracy doktorskiej pt: „Proces spalania w silniku z wieloetapowym wtryskiem paliwa” były obecne tendencje rozwoju tłokowych silników spalinowych, dotyczące osiągania przez nie wymaganych i korzystnych wartości wskaźników ekonomiczno-energetycznych oraz spełnianie przez nie przepisów normatywnych w zakresie emisji szkodliwych składników spalin. Obiektem badań był turbodoładowany silnik FIAT Multijet 1.3 SDE o mocy nominalnej 90 KM wyposażony w zasobnikowy układ zasilania common rail realizujący jedno-, dwu- i trzetaapowy wtrysk paliwa oraz układ recyrkulacji schładzanych spalin. Do rozprawy doktorskiej opracowanej na 163 stronach dołączono załącznik, w którym przedstawiono szczegółowe wyniki pomiarów i obliczeń.

W pracy obok stanu wiedzy dotyczącej modelowania cyklu pracy tłokowych silników spalinowych oraz budowy i działania współcześnie stosowanych systemów wtrysku paliwa przedstawiono metodykę wyznaczania podstawowych wskaźników ekonomiczno-energetycznych i ekologicznych silnika. Po sformułowaniu celu i tez pracy scharakteryzowano obiekt badań i określono zakres i program badań analityczno-eksperymentalnych oraz opisano stanowisko badawcze wraz z urządzeniami i aparaturą kontrolno-pomiarową wykorzystywaną podczas badań. Przedstawiono samodzielnie opracowany system wykorzystywany do indykowania ciśnienia w cylindrze wraz z układem do pomiarów natężenia prądu sterującego pracą wtryskiwacza elektromagnetycznego. Badania procesu wtrysku paliwa

przeprowadzono na stanowisku do wizualizacji tego procesu, które jest własnością Politechniki Rzeszowskiej. Wszystkie wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych na hamowni silnikowej i stanowisku do wizualizacji procesu wtrysku paliwa były poddane analizie z zastosowaniem programów opracowanych na Politechnice Świętokrzyskiej. Rzeczywiście, eksperymentalnie sporządzone wykresy indykatorowe wykorzystano do wyznaczania charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania. Charakterystyki te wyznaczano, opierając się na zmodyfikowanym i zweryfikowanym programie obliczeń opracowanym z zastosowaniem I zasady termodynamiki, równaniach stanu i liniowej zależności ciepła właściwych czynnika roboczego od temperatury oraz zależności opisującej wielkość chwilowej objętości cylindra. W pracy wyznaczono także zależności korelacyjne wybranych, istotnych parametrów pracy silnika z wartościami maksymalnej szybkości wydzielania ciepła i kątem obrotu wału korbowego jej występowania. Pracę zakończono podsumowaniem i sformulowaniem wniosków. W opinii autora dysertacji, realizacja pracy przyczyniła się do:

- udoskonalenia opracowanego w Zakładzie Silników Ciepłych Politechniki Świętokrzyskiej algorytmu i programu obliczeń do sporządzania charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania, opierając się na rzeczywistych wykresach indykatorowych,
- wyznaczenia wartości okresu opóźnienia początku i końca wtrysku paliwa przy stosowaniu wizualizacji tego procesu,
- opracowania i zweryfikowania metodyki wyznaczania początków zapłonów poszczególnych części wieloetapowo wtryskiwanego paliwa,
- wykazania możliwości kształtowania przebiegu procesu spalania, wykorzystując wieloetapowy wtrysk paliwa,
- potwierdzenia, że recyrkulacja schłodzonych spalin powoduje zmniejszenie maksymalnej temperatury w cylindrze i tym samym zmniejszenie ilości tlenków azotu w spalinach.

Dr inż. Jacek Mądry

Ocena rozpylenia paliwa z wtryskiwaczy silników o zapłonie samoczynnym z wykorzystaniem procesów wibroakustycznych

Promotor: dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP – Politechnika Poznańska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska, dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. PRz – Politechnika Rzeszowska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej 29.05.2012 roku.

W pracy przedstawiono wyniki badań weryfikujących koncepcję oceny procesu rozpylenia paliwa z rozpylaczy wtryskiwaczy silnika o zapłonie samoczynnym z wykorzystaniem wibroakustycznych procesów towarzyszących. Zagadnienie dotyczy technicznej weryfikacji koncepcji oceny jakości rozpylenia paliwa, na podstawie której można wnioskować o zdolności eksploatacyjnej wtryskiwacza. Umiejscawiając rozpatrywane zagadnienie w zakresie tematyki silnikowej, zwrócono uwagę na rolę silnika o zapłonie samoczynnym we współczesnym przemyśle motoryzacyjnym i na problemy, z jakimi związany jest jego dalszy rozwój. Wykazano, że ważne jest ograniczenie emisji substancji szkodliwych zawartych w spalinach silnika, będących produktem ubocznym w procesie zamiany energii zachodzącym w silniku spalinowym.

Przedstawiono analizę teoretyczną procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim oraz procesów przygotowania paliwa do spalania, mających duży wpływ na jego przebieg. Zwrócono uwagę na rozpylenie strugi paliwa w aspekcie przebiegu spalania i na jego zależność od stanu eksploatacyjnego wtryskiwacza. W pracy przedstawiono koncepcję weryfikacji stanu eksploatacyjnego wtryskiwacza, której cechą

charakterystyczną jest wykorzystanie do oceny jakości pracy wtryskiwacza procesów wibroakustycznych towarzyszących rozpyleniu paliwa. Na podstawie przeprowadzonych analiz teoretycznych zjawisk fizycznych towarzyszących rozpyleniu paliwa i dynamiki procesu rozpylenia stwierdzono zasadność technicznej weryfikacji koncepcji. Weryfikacji koncepcji oceny rozpylenia paliwa z rozpylaczy silników o zapłonie samoczynnym z wykorzystaniem wibroakustycznych procesów towarzyszących procesowi wtrysku paliwa dokonano w trzech etapach badań. Przeprowadzono badania wstępne, mające na celu identyfikację wibroakustycznych procesów towarzyszących procesowi rozpylenia paliwa, następnie badania zasadnicze, składające się z dwóch etapów. Pierwszy to badania wizualizacyjne wtrysku paliwa. Ich celem było uzyskanie obrazów rozpylonego paliwa jako materiału optycznego, który poddano analizie parametrów makroskopowych strug. Dzięki temu otrzymano parametry odniesienia dla wyników uzyskanych w drugim etapie badań zasadniczych. Były nimi badania procesu rozpylenia paliwa w komorze reakcyjnej, podczas których dokonano rejestracji sygnału przyspieszeń drgań na tulei reakcyjnej wymuszanych rozpyloną strugą paliwa, docierającą do tulei.

Wyniki badań poddano analizie, na podstawie której dokonano oceny porównawczej zmian zachodzących w wibroakustycznych procesach towarzyszących w wyniku zmiany procesu rozpylenia paliwa. Podsumowaniem pracy są wnioski dotyczące wyników badań oraz sformułowanie kierunków dalszych prac, wskazujących możliwości wykorzystania weryfikowanej koncepcji.

Dr inż. Mirosław Jakubowski

Parametry operacyjne i ekologiczne silnika wysokoprężnego zasilanego paliwem pochodzącym z opon

Promotor: prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda – Politechnika Rzeszowska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej, dr hab. inż. Stanisław Antas, prof. PRZ – Politechnika Rzeszowska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej 11 lipca 2012 roku.

Tematyka pracy dotyczy nowego rodzaju paliwa, które jest alternatywą dla paliw ropopochodnych, w tym dla oleju napędowego, tradycyjnego paliwa do zasilania silników o zapłonie samoczynnym.

Celem pracy były: badanie właściwości fizykochemicznych paliwa syntetycznego uzyskanego z opon, analiza wpływu badanego paliwa na wybrane parametry silnika z wykorzystaniem narzędzi symulacji numerycznej, badania symulacyjne wpływu tego paliwa na parametry operacyjne oraz ekologiczne silnika (moment obrotowy, moc, jednostkowe zużycie paliwa, hałas, poziom emisji toksycznych składników spalin, tj. m.in. NO_x, HC, PM) oraz eksperymentalna weryfikacja symulacji numerycznej na obiektach rzeczywistych.

Zakres pracy obejmował: sformułowanie problemu (analiza studialna zagadnienia, określenie celu, zakresu oraz tez naukowych rozprawy), badania modelowe (obliczenia numeryczne wpływu zasilania paliwem syntetycznym na wybrane parametry silnika), badania doświadczalne (opracowanie metodyki oraz programu badań, przeprowadzenie eksperymentu badawczego), weryfikację badań modelowych, sformułowanie wniosków poznawczych, rozwojowych i użytkowych.

Badania symulacyjne i fizykochemiczne oraz przeprowadzone na hamowni dały obiecujące rezultaty. Parametry paliwa syntetycznego uzyskanego z opon w większości nieznacznie różnią się od parametrów handlowego oleju napędowego, często je przewyższając. Przykładowo,

pochodna liczba cetanowa paliwa syntetycznego wynosi 61, a oleju napędowego około 53. Parametrem fizykochemicznym najbardziej odbiegającym od oleju napędowego jest temperatura zablokowania zimnego filtra paliwa CFPP; dla paliwa z opon wynosi bowiem +3 °C, a ten sam parametr dla oleju napędowego wynosi –18 °C. Smarność paliwa syntetycznego również jest na bardzo zadowalającym poziomie i przewyższa prawie dwukrotnie ten parametr dla oleju napędowego.

Badania hamowniane potwierdziły korzystne właściwości paliwa syntetycznego. Mianowicie, przy zasilaniu silnika mieszankami ON z badanym paliwem zaobserwowano średnio ponad dwukrotnie niższe stężenie węglowodorów (HC) w spalinach w porównaniu ze stężeniem tych związków w spalinach przy zasilaniu silnika czystym olejem napędowym. Silnik badawczy zasilany był pięcioma mieszankami oleju napędowego z paliwem syntetycznym o następujących stężeniach paliwa syntetycznego: 5%, 10%, 15%, 20% oraz 25%.

Mniejsza wartość opałowa paliwa daje mniejszą moc użyteczną silnika; spadek wynosi ok. 10% dla mieszanki 15-procentowej (15% paliwa syntetycznego, 85% oleju napędowego). Mieszanka 15-procentowa okazała się bardzo charakterystyczna, gdyż to właśnie przy zasilaniu silnika badawczego z jej użyciem stężenie HC osiągało minimum. Zwiększanie dodatku paliwa syntetycznego w mieszaninie powyżej 15% powodowało wzrost stężenia HC w spalinach. Wpływ zasilania silnika mieszankami badawczymi na stężenie NO_x jest znacznie mniej ewidentny, chociaż również obserwuje się spadek tego stężenia. Pomiarom podlegała również jednostkowa emisja cząstek stałych PM. Dla mieszanki 5-procentowej zaobserwowano spadek emisji PM o ok. 23% w stosunku do czystego oleju napędowego, natomiast dla mieszanki 15-procentowej wzrost emisji jednostkowej PM w stosunku do handlowego oleju napędowego wyniósł 167% i był najwyższy spośród wszystkich mieszanek.

Do opracowania statystycznego wyników użyto metody taksonomii numerycznej, która pozwoliła na wykazanie korelacji pomiędzy wybranymi paliwami w wielowymiarowej przestrzeni parametrów ekologicznych i operacyjnych silnika spalinowego.

Dr inż. Paweł Wojewoda

Metodyka doboru silnika spalinowego do wybranej konfiguracji napędu hybrydowego autobusu miejskiego

Promotor: prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda – Politechnika Rzeszowska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska, dr hab. inż. Grzegorz Budzik, prof. PRZ – Politechnika Rzeszowska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej 11 stycznia 2012 roku.

Tematyka rozprawy doktorskiej dotyczyła opracowania metodyki doboru silnika spalinowego do wybranej konfiguracji napędu hybrydowego autobusu miejskiego. Przeanalizowano parametry energetyczne mające decydujący wpływ na dobór silnika spalinowego do wybranej konfiguracji napędu hybrydowego autobusu miejskiego, opierając się na rzeczywistych cyklach jezdnych wyznaczonych w różnych warunkach nasilenia ruchu miejskiego, bezpośrednio związanych z rodzajem eksploatowanego pojazdu.

Przeprowadzenie badań eksperymentalnych pozwoliło na opracowanie sposobu wyznaczania cykli jezdnych w rzeczywistych warunkach jazdy autobusu miejskiego oraz umożliwiło stworzenie narzędzia badawczego w postaci modelu matematycznego, który pozwala na określenie minimalnej mocy silnika spalinowego i minimalnej pojemności energetycznej akumulatora. Weryfikacji modelu obliczeniowego dokonano, określając niepewność pomiarową obliczanych wielkości oraz na podstawie parametrów obecnie produkowanych autobusów hybrydowych.

Analiza uzyskanych wyników badań eksperymentalnych, modelowych i symulacyjnych pozwoliła na stwierdzenie, że badania ilościowe chwilowych zmian energii zachodzących w napędzie konwencjonalnym autobusu miejskiego, poruszającego się ściśle określoną trasą, można wykorzystywać do wyznaczania parametrów energetycznych napędu hybrydowego autobusu miejskiego. Wyznaczone cykle jezdne w ciągu całego dobowego cyklu pracy autobusu miejskiego oddają rzeczywiste warunki panujące na drodze, stanowiąc tym samym wiarygodne źródło informacji o chwilowych zmianach energii w układzie napędowym. Występujące różnice w otrzy-

manyh przebiegach prędkości autobusu, mocy silnika spalinowego oraz mocy retardera dla tej samej trasy zależą w dużej mierze od tworzących zespół wzajemnie powiązanych czynników, na które składa się system: kierowca (K)-autobus (A)-otoczenie (O). Osiągane parametry ruchu autobusu miejskiego zależą w dużym stopniu od obciążenia, gdyż masa całkowita autobusu zmienia się podczas jazdy ze względu na zmiany liczby pasażerów. Parametry eksploatacyjne konkretnego autobusu zarejestrowane w czasie rzeczywistym można wykorzystać w metodach optymalizacyjnych istniejących rozwiązań autobusów hybrydowych oraz do przewidywania sposobu jazdy na konkretnych trasach. Przy długich (kilkunastokilometrowych) cyklach jezdnych i w zależności od pory dnia mogą występować różnice w wydatkowaniu energii z akumulatora i akumulowaniu nadwyżek energii z silnika spalinowego. Może to wynikać z ciągłej pracy silnika spalinowego przy długich cyklach, dlatego wtedy praca silnika spalinowego powinna odbywać się w sposób przerywany.

Wykazano, że rzeczywiste cykle jezdne realizowane przez autobus miejski (Solaris Urbino 12 CNG) mają duży wpływ na wartość minimalnej mocy silnika spalinowego, o czym świadczą jej zmiany w zakresie 19,81 ÷ 39,25 kW. Ilość rekuperacji energii, zmieniająca się w granicach 14,65 ÷ 25,85 MJ w cyklu dobowym autobusu, może świadczyć o względnie ustabilizowanym wpływie na minimalną moc silnika spalinowego. Największe wahania uzyskane dla wartości minimalnej pojemności energetycznej akumulatora (1,35 ÷ 44,63 MJ) mogą wynikać ze znacznego wpływu drugiej postaci akumulacji energii, jaką jest nadmiar chwilowej mocy silnika spalinowego oraz energii niezbędnej do uzyskania stałej prędkości autobusu z żądanym przyspieszeniem.

Dobór mocy silnika spalinowego ponad wartość wynikającą z rzeczywistego cyklu jezdne może spowodować wzrost wielkości akumulatora energii współpracującego z tym silnikiem, celem przejęcia nadwyżek energii. Dlatego zauważalny jest duży wpływ pojemności energetycznej akumulatora oraz sprawności energetycznej układu hybrydowego na wymaganą moc silnika. Uzyskany w wyniku zrealizowania rozprawy bogaty materiał badawczy, zarówno w zakresie teoretycznym, jak i eksperymentalnym, pozwolił na poszerzenie wiedzy o poznawcze i szczegółowe elementy w zakresie napędów hybrydowych autobusów.



V INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

24th-26th June 2013



WELCOME MESSAGE



Dear Colleagues, Ladies and Gentlemen,

On 24th-26th June 2013, the Polish Scientific Society of Internal Combustion Engines, in cooperation with the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science from Technical University of Bielsko-Biala, organizes the V International Congress on Combustion Engines. As it was in the past, we want the Congress will be a forum for the exchange of

experiences between experts representing science, research and industry. More often we observe that the research work involves interdisciplinary teams which represent different areas of science. We hope therefore for participation in the Congress not only specialists in internal combustion engines but also specialists from related fields. Please provide information about the Congress to your colleagues and others who are close to issues connected with internal combustion engines.

On behalf of the PTNSS Board I cordially invite to attend the Congress.

See you in Bielsko-Biala in June next year.
Sincerely

*Prof. Jerzy Merkisz
President of the Board of PTNSS*

CONGRESS WEBSITE

www.congress.ptnss.pl

Technical University of Bielsko-Biala
43-309 Bielsko-Biala, ul. Willowa 2, POLAND

BOSMAL AUTOMOTIVE RESEARCH AND DEVELOPMENT INSTITUTE LTD.

43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND

TOPICS

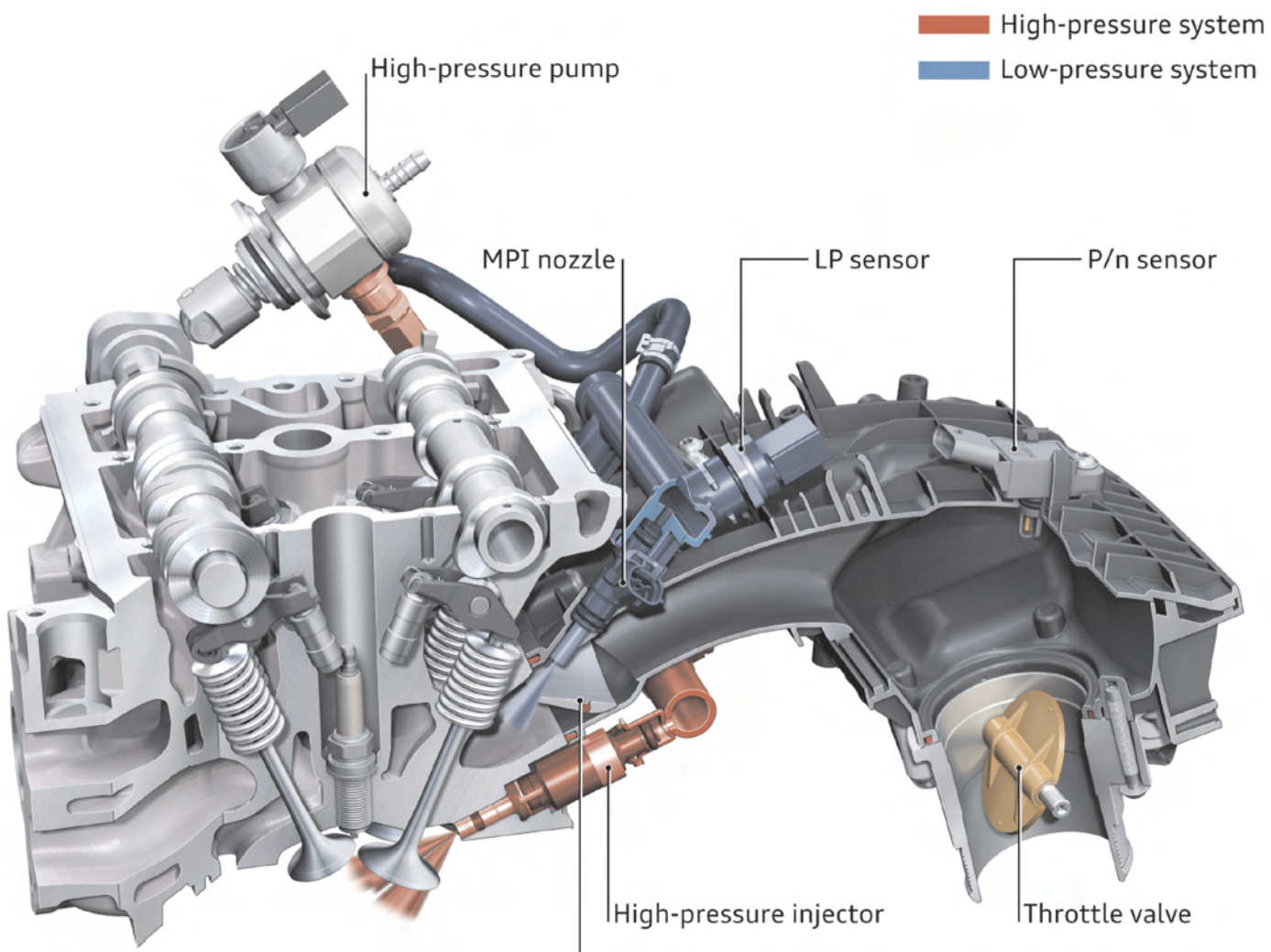
The Congress will constitute an opportunity to discuss the latest achievements in such fields as design, manufacture, research and the ecological impact of internal combustion engines and fuels. The main areas of interest are as follows:

- 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 aftertreatment
- Alternative sources of power
- Engine accessories and equipment
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine production technology

At the Congress, in addition to papers presented at the plenary sessions, panels and posters, will be organized the exhibition of motor industry and automotive, test equipment associated on this topic and a industry session at the **Bosmal Automotive Research and Development Institute Ltd.**

CONGRESS VENUE

V International Congress on Combustion Engines will be held at the Technical University of Bielsko-Biala.



High-pressure system
Low-pressure system

High-pressure pump

MPI nozzle

LP sensor

P/n sensor

High-pressure injector

Throttle valve

Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie
Cele
Statut
Regiony

Władze
Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie
Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wsparający

Kontakt
Kontakt

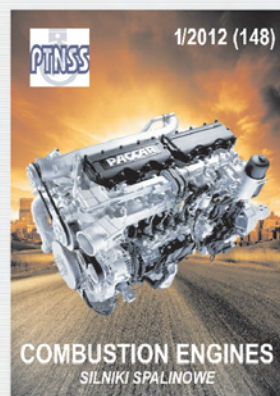
Członkostwo
Wniosek

Z życia PTNSS
Zebrania Zarządu
Zebrania 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