



2/2013 (153)



COMBUSTION ENGINES



Międzynarodowe
Targi
Poznańskie

Wzorcowa szkoła



STOWARZYSZENIE TECHNIKI MOTORYZACYJNEJ




mechatronika

61-324 Poznań
ul. Ustrzycka 1
www.mechatronika.pl

MECHATRONIKA
Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o.



**Oferta wyposażenia
technodydaktycznego
odzwierciedlająca współczesne technologie**



COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/*Czasopismo naukowe*

2/2013 (153)

Rok XLXII

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. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej 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 Merkisz (Editor-in-chief/*Redaktor Naczelny*)

dr inż. Mirosław Zozak (Editorial Secretary for Science/*Sekretarz*

Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (Technical Editor/*Redaktor Techniczny*)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/*Redaktor Językowy*)

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

Statystyczny) and Associate Editors/*oraz Redaktorzy Tematyczni*

Editorial

Dear readers,

It is the intention of the PTNSS management, its Scientific Board and the Editorial of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* to continuously boost the magazine's renown. It seems our magazine has already achieved an established position in the country of its origin, which is confirmed by a growing inflow of domestic scientific papers for publications. The magazine has also gained a good position internationally – it has been subscribed for in several international scientific centers. International authors also publish in our magazine, though, in the editors' opinion, their share could be increased. We can see that the great effort and potential related to publishing a bilingual magazine are not utilized to the fullest. We are specifically hoping for an increased interest from scientists in the countries of dynamically growing scientific potential i.e. China and India.

In order to facilitate the popularization of the magazine abroad, the management of PTNSS have decided on a simplification of its name by leaving the Polish part and keeping the English one only. The readers must have noticed that the cover page of this month's issue already boasts its new name – *Combustion Engines*. A simplification of the title is a guarantee of a better indexation in bibliographical databases. It is decisive when creating the magazine's position heavily depending on the number of citations from papers published in *Combustion Engines*. Our experience tells us that with bilingual titles there have been cases of incorrect notation of citations from the magazine. To minimize the risk of such errors in the current issue each paper will be accompanied by a specimen of its citation as per the currently applicable PN-ISO 690:2012 standard.

Our experience also hints that very much can be done by the readers themselves with respect to the magazine popularization. Thanks to our readers we have thus far managed to secure many interesting papers for publication and invite recognized professionals to participate in the Magazine Scientific Board. We appreciate your support and invite you to further collaboration hoping for an even greater backup from our readers.

Management PTNSS and the Editorial of Combustion Engines

Szanowni Czytelnicy,

dążeniem Zarządu PTNSS, Rady Naukowej oraz Redakcji kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* jest stały wzrost jego znaczenia. Wydaje się, że kwartalnik zyskał już uznaną pozycję i rangę w kraju, o czym świadczy choćby nielubiany napływ krajowych prac naukowych do publikacji na jego łamach. Kwartalnik zyskał też pewną pozycję zagranicą – jest na przykład prenumerowany przez kilka ośrodków zagranicznych. Regularnie na łamach kwartalnika publikują artykuły także zagraniczni autorzy, choć w opinii Redakcji ich udział mógłby być znacznie większy. Dostrzegamy, że duży nakład pracy oraz potencjał związany z wydawaniem dwujęzycznego czasopisma nie do końca są wykorzystane. W szczególności liczymy na szersze zainteresowanie naukowców z krajów o bardzo dynamicznie rosnącym obecnie potencjale naukowym, czyli przede wszystkim z Chin i Indii.

W celu ułatwienia popularyzacji kwartalnika zagranicą Zarząd PTNSS zdecydował o uproszczeniu jego nazwy, przez pozostawienia jedynie członu w języku angielskim. Czytelnicy zapewne zauważyli, że na okładce obecnego numeru widnieje już tylko tytuł *Combustion Engines*. Uproszczenie tytułu to także lepsza gwarancja prawidłowej indeksacji kwartalnika w bibliograficznych bazach danych. Ma to także istotne znaczenie w tworzeniu pozycji kwartalnika, która w dużym stopniu zależeć będzie od ilości i jakości cytowań prac publikowanych w *Combustion Engines*. Z doświadczenia wiadomo, że przy dwujęzycznym tytule zdarzało się bardzo wiele wariantów nieprawidłowego zapisu cytowań prac publikowanych w kwartalniku. Aby zminimalizować ryzyko takich błędów, od obecnego numeru przy każdym artykule podawany będzie wzór jego cytowania według aktualnie obowiązującej normy PN-ISO 690:2012.

Nasze doświadczenia wskazują, że bardzo wiele odnośnie do wzrostu popularności i pozycji kwartalnika mogą zrobić sami czytelnicy. Dzięki czytelnikom udało się pozyskać do publikacji wiele wartościowych artykułów, czy też zaprosić do Rady Naukowej kwartalnika uznane osobistości. Dziękując za dotychczasowe wsparcie, apelujemy o dalszą współpracę i liczymy na pomoc Drogich Czytelników w tej kwestii.

Zarząd PTNSS oraz Redakcja *Combustion Engines*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
<i>P. Barroso, X. Ribas, M. Pita, J. Dominguez, E. De Seia, J.M. Garcia:</i> Study of dual-fuel (diesel + natural gas) particle matter and CO ₂ emissions of a heavy-duty diesel engine during transient operation (2013-201).....	3
<i>Z. Stelmasiak, J. Semikow:</i> The criteria of fuelling the dual-fuel SI engine fuelled with gasoline and methanol/ <i>Kryteria dwupaliwowego</i> <i>zasilania silnika ZI benzyną i metanolem</i> (2013-202).....	12
<i>V. Hlavňa, J. Krakovsky:</i> Emissions of the combustion engine as a source of cold for its extreme intercooling (2013-203).....	20
<i>J. Merkisz, M. Waligórski, M. Babiak, T. Kniażewicz:</i> Analysis of marine combustion engine processes with vibroacoustic methods for environment protection strategy/ <i>Analiza procesów zachodzących</i> <i>w spaliniowych silnikach okrętowych za pomocą metod</i> <i>wibroakustycznych dla strategii ochrony środowiska naturalnego</i> (2013-204).....	28
<i>W. Serdecki, P. Krzymień:</i> An analysis of phenomena accompanying ring collaboration with worn cylinder surface/ <i>Analiza zjawisk</i> <i>towarzyszących współpracy pierścienia tłokowego ze zużytą</i> <i>powierzchnią gładzi cylindra</i> (2013-205).....	40
<i>L. Piaseczny, M. Walkowski:</i> Method for the determining the fuel dose in three-part injection in the CR system of marine combustion engine/ <i>Metoda określania wielkości dawki</i> <i>trzyczęściowego wtrysku paliwa w systemie CR okrętowego</i> <i>silnika spaliniowego</i> (2013-206).....	48
<i>G. Koszałka, J. Hunicz, P. Kordos:</i> A research stand for the testing of the sealing properties of the piston-rings-cylinder assembly in a combustion engine/ <i>Stanowisko do badań uszczelniającego</i> <i>działania układu tłok-pierścienie-cylinder silnika spaliniowego</i> (2012-207).....	54
<i>Z. Chłopek, J. Waśkiewicz:</i> Projection of the demand for energy sources by car fleet in Poland by the year 2030/ <i>Prognoza popytu na nośniki energii przez park samochodowy</i> <i>w Polsce w perspektywie 2030 r.</i> (2013-208).....	63
<i>Z. Korczewski, J. Rudnicki, L. Piechowski, A. Cenan:</i> Investigations of a D10 laboratory Farymann Diesel engine by means of a Langmuir probe/ <i>Badania diagnostyczne silnika</i> <i>laboratoryjnego Farymann Diesel D10 z zastosowaniem sondy</i> <i>Langmuira</i> (2013-209).....	75
<i>B. Cieślowski, J. Jakóbiec:</i> Monitoring of the states of malfunction of the EGR system in TDCi engines fueled with Ekodiesel Ultra and B10 fuel/ <i>Monitorowanie stanu niesprawności układu EGR</i> <i>silników TDCi zasilanych olejem napędowym Ekodiesel Ultra</i> <i>oraz paliwem B10</i> (2013-210).....	83
<i>K. Siczek:</i> The effect of the design and material parameters on the temperature gradient in lightweight valves in the valvetrains of combustion engines/ <i>Wpływ parametrów konstrukcyjnych</i> <i>i materiałowych na rozkład temperatury w lekkich zaworach</i> <i>rozrządu silników spaliniowych</i> (2013-211).....	94
<i>P. Bielaczyc, A. Szczotka, J. Woodburn:</i> An overview of particulate matter emissions from modern light duty vehicles/ <i>O emisji cząstek stałych z nowoczesnych samochodowych silników</i> <i>spaliniowych</i> (2013-212).....	101

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku

Combustion Engines

otrzymują 6 punktów

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

Editor/Wydawca

Polish Scientific Society of Combustion Engines

43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038
E-mail: sekretariat@ptnss.pl
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

No part of this publication may be reproduced, stored in
a retrieval system or transmitted, photocopied or otherwi-
se without prior consent of the copyright holder.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

*Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodu-
kowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub*
przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez
wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.

Subscriptions/Prenumerata

Send subscription requests to the Publisher's address.
Cost of a single issue PLZ25 + postage and packing.
Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Preparation for print/Przygotowanie do druku
ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Circulation/Nakład: 600 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa
Print Group Szczecin, ul. Mieszka 1 63/64

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

Wydawnictwo rejestrowane
w bazie danych o zawartości
polskich czasopism technicznych



– BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

Czasopismo indeksowane
w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List



– Index Copernicus www.indexcopernicus.com

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

Cover/Okladka

I – Mercedes-Benz V6 F1 engine, 2014 Power Unit
(*fot. media.daimler.com*), background (*fot. media.daimler.com*)
IV – Mercedes-Benz exhaust system (*fot. media.daimler.com*)

Study of dual-fuel (diesel + natural gas) particle matter and CO₂ emissions of a heavy-duty diesel engine during transient operation

The aim of this study is to describe the impact on particle matter and CO₂ emissions of converting an existing heavy-duty diesel engine for on-highway truck applications to a dual-fuel engine (diesel + natural gas), especially in transient operation. A dual-fuel engine with homogeneous gas charge injection in the intake line before turbocharger was considered. The results showed the feasibility of this kind of technology for transient operation reaching a significant reduction of particle matter plus a decrement in CO₂ emissions at the expense of a small decrement of brake fuel conversion efficiency and an increment of unburned hydrocarbons in the exhaust gases.

Key words: dual-fuel, natural gas, diesel engine, heavy-duty, transient, particle matter, CO₂

1. Introduction

Nowadays there is significant interest in converting diesel to NG for heavy-duty engines used in commercial vehicle applications due to the growing availability of NG in Europe which opens the way to using it in long-distance transport. This also reduces Europe's dependence on liquid oil fuels and the risk for the future stability of supply resulting from a significant price increase. Another important advantage is that the use of NG can be favorable to decreasing or mitigating CO₂ emissions and has potential for reducing toxic exhaust specific emissions such as smoke and PM.

The mentioned diesel to NG engine conversion can be total or partially performed. In the case of total conversion, the combustion system is changed in order to work from diesel to otto-cycle; this conversion can include several modifications such as changing the combustion chamber in order to obtain a new compression ratio and introducing spark plugs. The technical process and the main technological limits that apply to existing European diesel engine for truck application currently used in long-distance transport converted to a dedicated NG engine is widely studied in references [1, 2].

In the case of partial engine conversion heavy-duty dual fuel (HDDF) engine is used [3–7]. A HDDF engine is conceived to simultaneously operate with diesel fuel and a gaseous fuel, both fuels being metered separately, where the consumed amount of one of the fuels relative to the other one may vary depending on the operation. Two types of technology are considered according to the way of gas injection: High Pressure Direct Injection (HPDI) and the Homogeneous Gas Charge Injection (HGCI). In the first one diesel and NG are injected directly into the combustion chamber at higher injection pressure using a special injector with a dual-concentric needle design or by using two separate injectors [8, 9]. This allows for small pilot quantities of diesel fuel and large quantities of NG to be delivered at high pressure to the combustion chamber. The major advantages of this type of HDDF engines are that there is no limitation by knocking at

high loads, their HC emissions are low and they can replace more than 90 % of the diesel fuel (by energy). The main disadvantages for this kind of technology are the introduction of the new injection system which can lead to some important engine cylinder head modifications for retrofitted engines, a direct communication with OEM controller software could be necessary and that such engines only work with LNG, which means a cryogenic system should be installed. This technology is outside the scope of this work.

In the case of HGCI, gaseous fuel is injected into the intake line of the engine (Fig. 1) and premixed with air or EGR during the intake and compression stroke. Ignition of the charge is managed by injection and auto ignition of diesel fuel using the original injection system of the baseline engine. Substitution rates of 50 % to 75 % can be achieved depending on several factors including duty cycle and the level of integration with the base diesel. The most important advantages of this technology are the simplified engine control with no direct communication with OEM, the non-intrusive technical modifications in the engine structure, the fact that it can be used with CNG and LNG indistinctively, which is a key factor in places where gas infrastructure and availability play an important role, and the low cost for the implementation in retrofitted engines with a considerable time reduction during development phase comparing to HPDI. The main disadvantages of HGCI technology are that the upper load range is typically limited by knocking, higher CO and HC emissions which lead to using methane catalyst in the exhaust pipeline and that the transient response of the engine could deteriorate as substitution rates increase especially during transient operation.

Bearing in mind the benefits and drawbacks for HDDF engine operation the objective of this work is established. The aim of the present work is to study the impact in PM and CO₂ emissions of converting existing HD diesel engine for on-highway truck applications to a HDDF engine when Homogeneous Gas Charge Injection in the intake line before turbocharger is used.

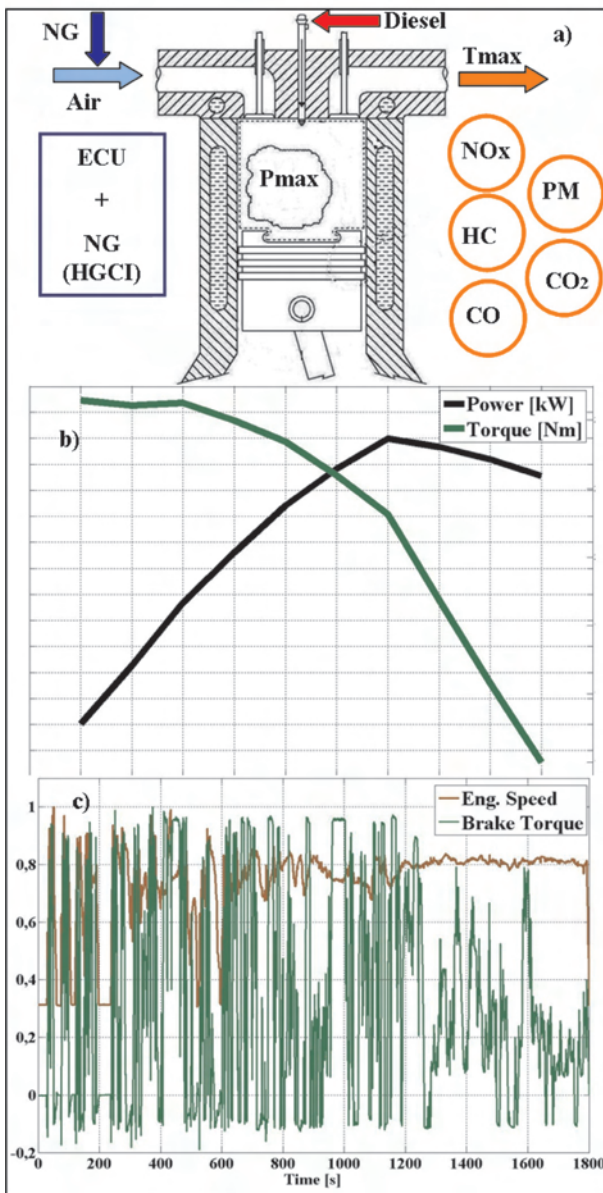


Fig. 1. Hddf engine concept (HGCI): a) emissions and thermodynamics, b) performance, c) transient behaviour

2. Experimental set-up

The experimental tests were carried out in a turbocharged intercooled heavy-duty DI diesel engine for on-highway truck applications. The engine used in this work was a four-stroke, six cylinder diesel engine equipped with an EUI fuel injection system. Table 1 summarizes the main engine specifications. The engine was fully instrumented with fast response thermocouples and mean pressure sensors, which were placed in convenient zones. The temperature of all the fluids: inlet air, cooling water, lube oil, EGR and fuels were measured by PT100 and K-type thermocouples. In addition, in order to obtain the maximum in-cylinder pressure and the maximum inlet turbocharger turbine during diesel operation AVL Indimodul 621 indicating system and the exhaust manifold fully instrumented with temperature and pressure sensors were used respectively.

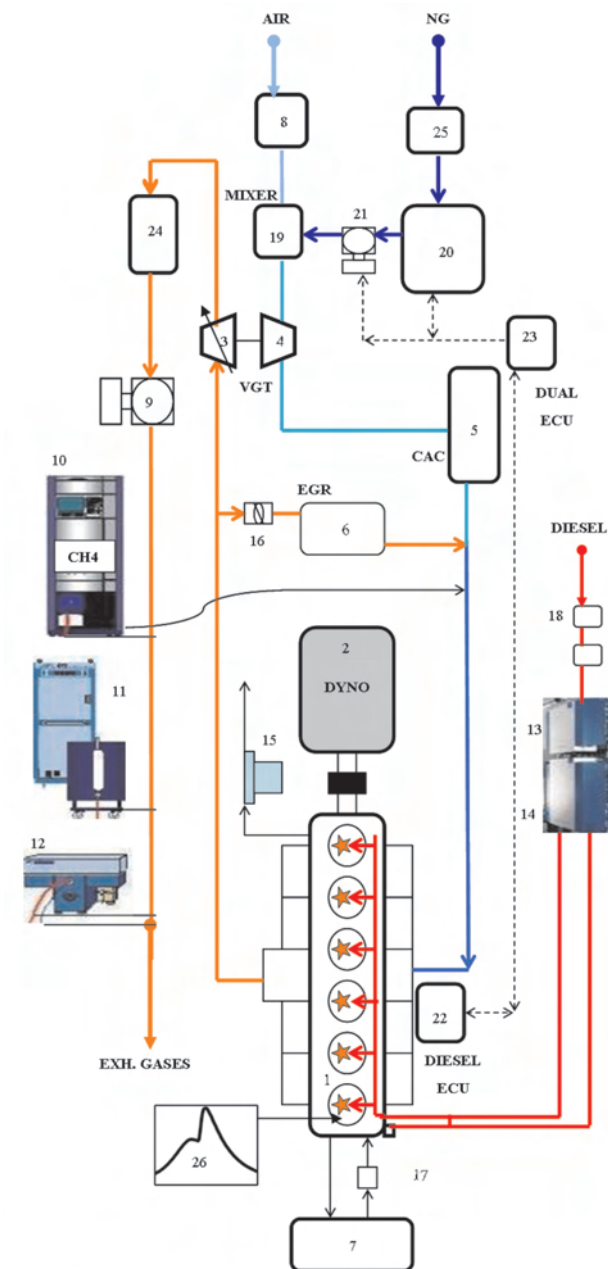
Table 1. Main engine characteristics

Type	Turbocharged - intercooled DI Diesel engine with Variable Geometric Turbine (VGT) and High Pressure cooled EGR
No Valves	4 each cylinder
No Cylinders	6 in-Line
Bore x Stroke	134 x 168 mm
Compression Ratio	16.8:1
Injection System	Electronic Unit Injector (EUI)
Power level	>340 kW @ 1800 rpm
Torque level	> 2000 Nm @ 1200 - 1500 rpm

The test cell was equipped with an active dynamometer with correspondingly maximum values of: power (450 kW), torque (2869 N·m) and speed (4500 rpm). The dynamometer is equipped with digital high-precision torque transducer HBM T12 and is linked with a PC via AVL PUMA OPEN 1.3 software to program and run the stationary and transient tests automatically. A scheme of the experimental set-up employed in this work is shown in Fig. 2.

Table 2. Main properties of the working fuels

Diesel properties		
Cetane number	52.8	[-]
Density @ 15° C	836	kg/m ³
Viscosity @ 40° C	2.891	mm ² /s
Sulphur	3.0	mg/kg
Carbon	85.91	% weight
Hydrogen	13.43	% weight
LHV	42.917	MJ/kg
NG properties		
Methane	92.0347	%Mole
Ethane	7.0087	%Mole
Propane	0.6620	%Mole
Butane	0.1052	%Mole
Pentane	0.0020	%Mole
Isobutane	0.0754	%Mole
Isopentane	0.0073	%Mole
Nitrogen	0.1047	%Mole
Carbon dioxide	0.0000	%Mole
LHV	10.5952	kWh/m ³
Density	0.7743	Kg/m ³



1	Diesel engine	14	AVL 753C fuel temp. control
2	Active dynamometer	15	AVL 442 blow-by meter
3	Turbocharger turbine (VGT)	16	EGR control valve
4	Turbocharger compressor	17	Coolant flow meter
5	Charge air cooler (CAC)	18	Fuel filters
6	EGR cooler	19	NG and air mixer
7	Engine coolant cooler	20	NG press regulator system
8	Air mass flow meter	21	NG throttle valve
9	Exhaust back pressure valve	22	Diesel ECU
10	Horiba 7500 DEGR + CH4 module	23	Dual ECU
11	Horiba MDLT 1300 T	24	Methane catalyst
12	AVL 439 opacimeter	25	NG measurement device
13	AVL 735S fuel mass flow meter	26	AVL indimodule

Fig. 2. General schema of the engine installation at the test cell

The test cell can work with different types of fuels such as gasoline RON 95/98, diesel, NG, LPG, reference and special

fuels (leaded gasoline for example). Major characteristics of the diesel and NG fuels used in this work are shown in Table 2. Diesel fuel consumption was measured by AVL 735S continuous measurement system (Coriolis principle) and diesel fuel temperature control was achieved by AVL 753C equipment.

NG fuel consumption was measured by a BRONKHORST gas mass flow meter with a measurement range of 1–150 kg/h. The main parts of the HGCI system are: an air-NG mixer, a gas throttle electric valve and the NG pressure regulator system (a shut-off electric valve, a high pressure limiter and a low pressure regulator). These components are continuously communicated with dual ECU.

The intake air consumption was measured by Sensyflow P thermal mass flow meter with a measurement range of 0–4000 kg/h. The test cell is also equipped with humidity and intake air temperature control system.

For the measurement of the typical gaseous emissions (NO_x, CO₂, CO, HC) exhaust gas analyzer HORIBA 7500DEGR was used which was extended with a CH₄ module for its measurement during dual-fuel mode. It is important to mention that methane catalyst was only installed after all the diesel baseline tests were done.

To construct the 1D model for diesel baseline engine which is explained in the next section, CO₂ in the intake manifold was also measured to calculate EGR rate according to equation (1) where the ambient [CO₂]_{atm} concentration remains constant at 0.04 %.

$$EGR = \frac{[CO_2]_{intake} - [CO_2]_{atm}}{[CO_2]_{exhaust} - [CO_2]_{atm}} \quad (1)$$

The PM specific emission during standard emission cycles was measured by micro dilution tunnel HORIBA MDLT-1300T. However, for HDDF engine calibration tasks in the test bench a partial flow Opacimeter AVL 439 was used to measure the smoke opacity of a sample of the exhaust flow. The opacity values obtained from diesel baseline engine were used as a reference.

HDDF engine operation was controlled by means of IDIADA engineered dual ECU. The management of the Diesel quantity by controlling diesel ECU and the gaseous injected quantity by controlling gas throttle electric valve operation is done by this controller. This ECU also performs monitoring tasks during diesel and dual-fuel engine operation through CAN bus J1939. The Dual ECU was also tested in an automatic HiL test bench for simulation of the hardware environment and to put it through all the possible scenarios it might experience in real world environment. Several tests according to ISO16750 were also performed.

3. Methodology

To reach the objective of the present work two major activities were planned as stated in Table 3: the first of them was to perform dual-fuel engine calibration which comprises a virtual (1D model) and test bench calibration in order to have the final calibration maps for the dual

ECU. The second major activity was to develop worldwide standard emission cycles especially in transient operation to check engine behavior and compare brake fuel conversion efficiency, energy distribution and exhaust specific emissions values with those previously obtained in diesel fuel operation only.

3.1. Calibration activities

The main target of virtual calibration based on 1D simulation model was to obtain a baseline calibration for the engine in dual-fuel mode for a quicker and less expensive development process. It is important to mention that this is a feedback loop process as can be seen in Fig. 3.

First, the 1D model was constructed using GT-power software which is the industry-standard engine simulation tool. This tool takes account of wave dynamic manifold phenomena via robust solution of the Navier-Stokes equations and the transient performance response of the engine that could be an important issue when HGCI technology is used. After that, the model was extensively validated in diesel mode with experimental data from the engine test bench.

Once the model was validated the next step was to simulate and optimize strategies and control devices functioning

in dual-fuel mode. In this work due to the engine original technology (EGR + VGT) the EGR deactivation strategy when the engine works in dual-fuel mode was selected in order to have a simple electronic control by dual ECU. This strategy was extensively tested in the 1D model before it was finally on the test bench.

Table 3. Experimental matrix

Tasks	Subtasks	Dual-fuel Mode	Target
Calibration tasks	Virtual calibration (1D model)	Engine mapping (no idle)	Fast engine development EGR deactivation Gas throttle control Baseline calibration
	Test bench calibration		Diesel replacement ratio Stationary calibration Transient adjustments Final calibration maps
Emission cycles	ESC	9 modes (25-75% Load)	Dual transitions PM
	FTP	Crowded freeway (300 s)	Transient behaviour CO _e & PM Brake fuel conversion efficiency
	ETC	Motorway (300 s)	Transient behaviour Fuel energy distribution

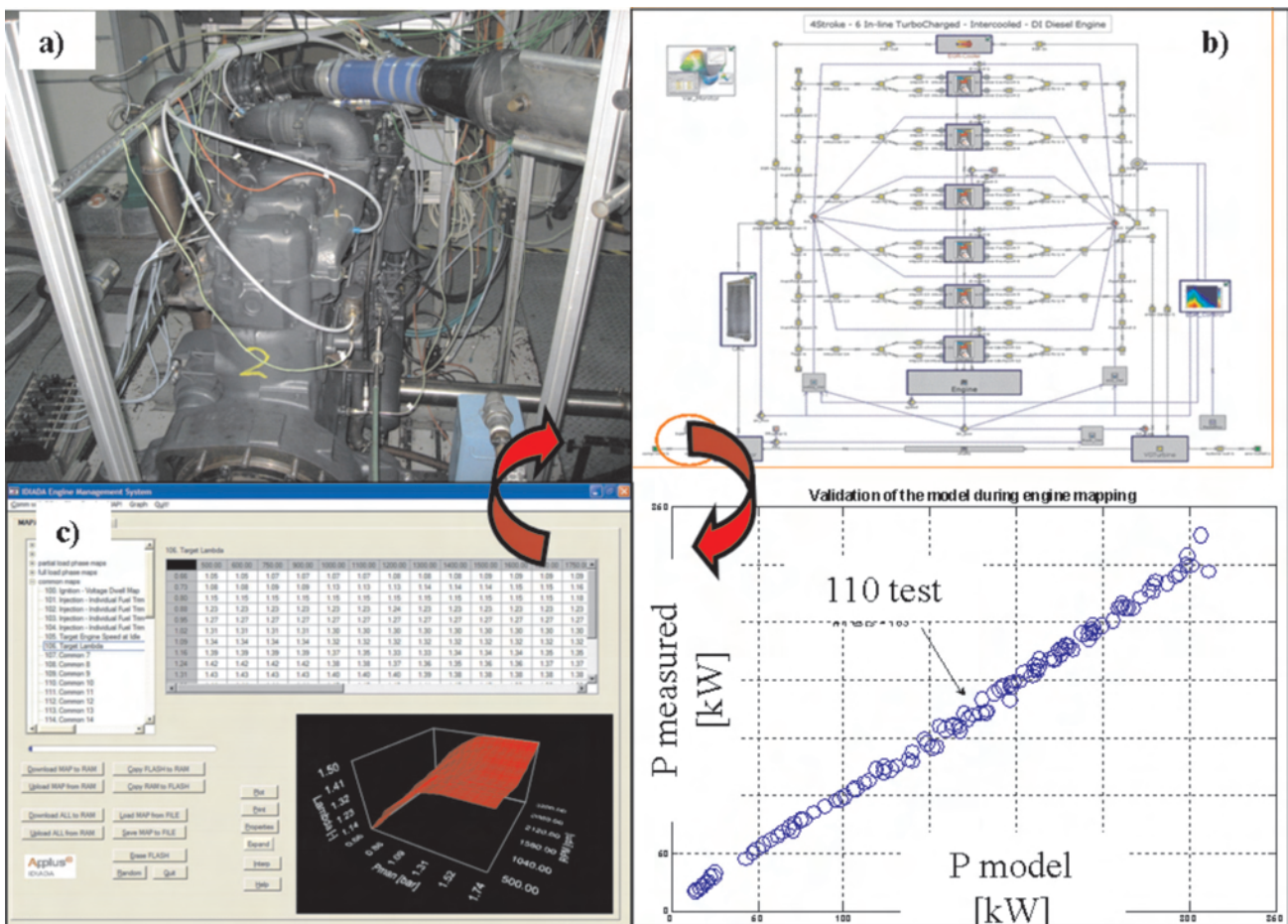


Fig. 3. General methodology for engine calibration: a) testing, b) modelling and validation, c) baseline calibration

Some other important targets reached by means of the 1D engine model were to infer the engine dynamic behavior in dual-fuel mode testing several substitution rates via Simulink coupling (Fig. 4a) and to select an optimized gas throttle electric valve diameter (Fig 4b). The response of this valve was tested in different stationary and transient scenarios in the model or even in extreme conditions such as when the engine is suddenly forced to leave dual-fuel mode to diesel operation or vice versa.

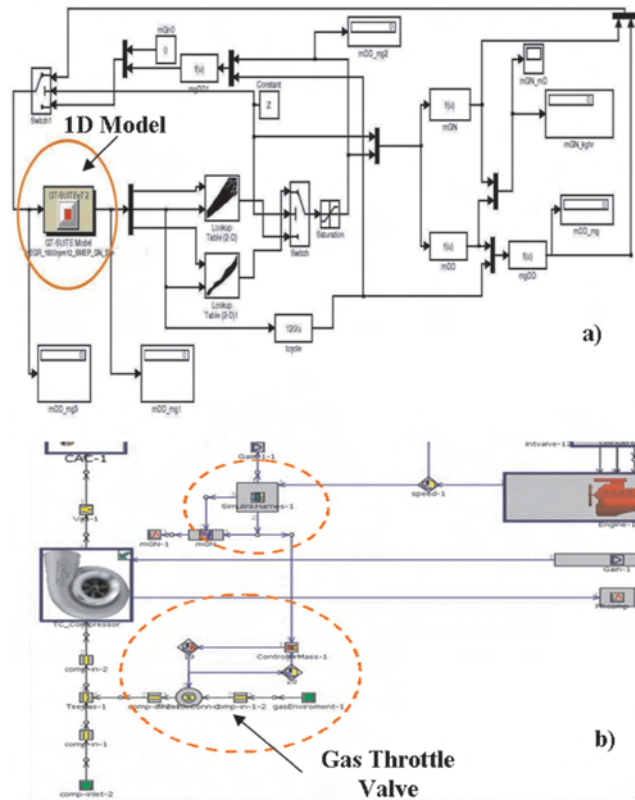


Fig. 4. Modelling dual-fuel mode operation: a) dynamic control with Simulink, b) natural gas throttle valve operation

On the other hand, the test bench calibration activities were done based on the previous baseline calibration from engine model. This baseline calibration was downloaded to dual ECU (Fig. 5) and each point was slightly and conveniently modified at the test bench to match engine performance and emissions.

The stationary calibration was performed in order to reach the maximum Gas Energy Ratio (GER) until the engine's thermodynamic limits (Fig. 6a). Examples of these restrictions were maximum in-cylinder pressure (Fig. 6b), maximum rate of pressure rise and maximum temperature measured at inlet turbocharger turbine. Final dual-fuel mode calibration maps were achieved after the implementation of small adjustments via electronic gains and filters for engine transient operation. The calibration was broadly tested in steady state and transient conditions at the test bench to verify its functionality.

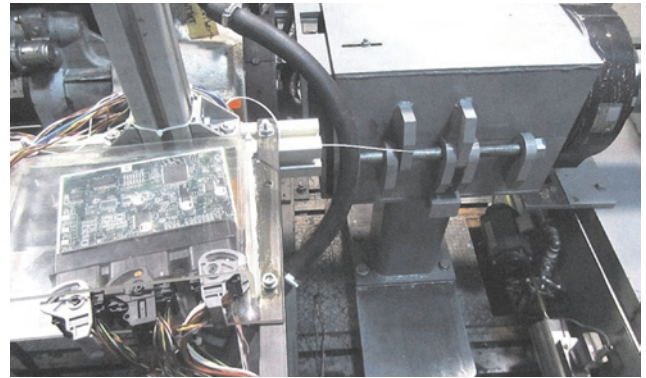


Fig. 5. IDIADA engineered dual ECU during test bench engine calibration

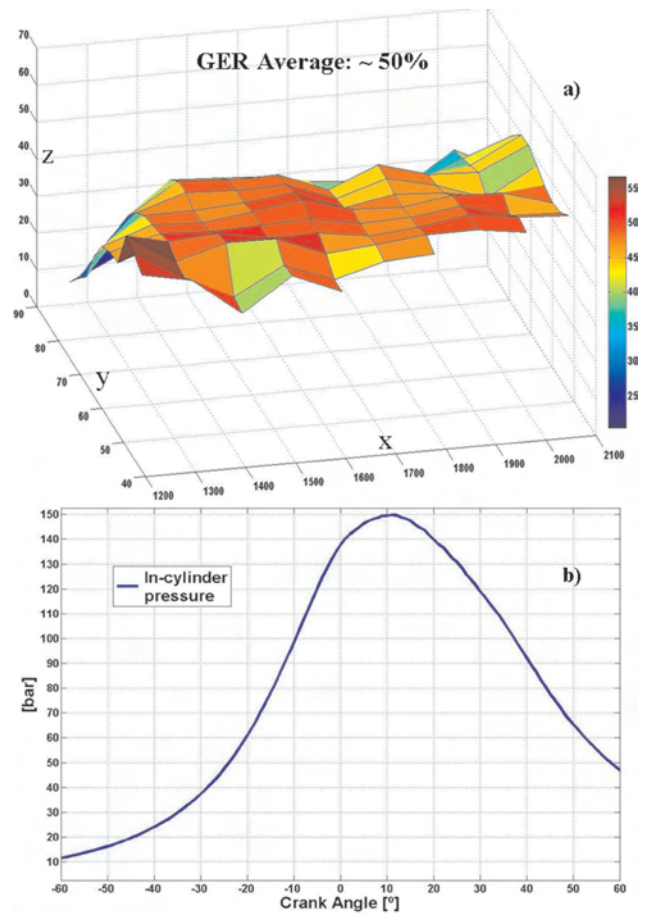


Fig. 6. Final calibration results: a) average GER, b) maximum in-cylinder pressure

Chemical energy supply, GER, and the brake fuel conversion efficiency in dual-fuel mode were calculated by equations (2), (3) and (4) respectively.

$$E_{Dual} = m_{NG} \cdot LHV_{NG} + m_{DD} \cdot LHV_D \quad (2)$$

$$GER = 100 \cdot \left(\frac{m_{NG} \cdot LHV_{NG}}{E_{Dual}} \right) \quad (3)$$

$$\eta_{Dual} = \frac{W_{Effective}}{E_{Dual}} \quad (4)$$

where: m_{NG} is the mass of NG injected [kg], m_{DD} is the mass of diesel fuel injected [kg], LHV_D is the lower heating value of diesel [kJ/kg], LHV_{NG} is the lower heating value of NG [kJ/kg], $W_{Effective}$ is the effective work by the engine [kJ], E_{Dual} is chemical energy supply by dual-fuel [kJ], GER is the Gas Energy Ratio [%], η_{Dual} is the brake fuel conversion efficiency [-].

It is important to mention that maximum GER that engine permitted was around 50 % due to combustion instabilities appeared when this ratio was increased in several speed-load conditions. This limit could be increased if the management of the start of diesel injection is implemented in the dual ECU.

3.2. Emission cycles

The Federal Test Procedure (FTP) from U.S. and the European Transient Cycle (ETC) were the two worldwide standard tests selected to check transient behavior and specific emissions during dual-fuel mode operation. The crowded freeway part of the FTP and the motorway part of the ETC were chosen because the authors consider that these speed-load conditions are representative of long-distance transport and in these scenarios the major advantages of dual-fuel mode operation such as emissions reduction and significant fuel energy replacement per distance travelled are achieved. Even though the motorway part of the ETC has a total duration of 600 s only the last 300 s were studied in dual-fuel mode in order to have the same baseline time duration of the FTP crowded freeway.

The European Stationary Cycle (ESC) was also tested to check the potential PM reduction in steady-state for this kind of technology. The full load condition of the three main speeds of the ESC test were selected to only work in diesel in order to check the engine behavior when diesel-dual transitions are presented at high loads; therefore, dual-fuel mode upper calibration limits were moved down from 100 % to 95 % of load. All results in the tests were compared with those obtained in the same conditions in diesel original operation (with EGR) and are presented in the result section as normalized values (diesel = 100 %).

The specific gaseous and PM emissions in [g/kWh] were calculated by means of in-house IDIADA software (Fig. 7) which is a GUI developed in Matlab environment. This tool has been extensively proved with certificated engines and it incorporates worldwide emissions standards libraries not only for HD and off-road vehicles but also for light-duty and passenger cars.

Diesel emission calculations were done according to the corresponding type approval engine model. In the case of dual-fuel, specific exhaust emission calculation was done using the procedure, definitions and recommendations pointed out in reference [10]. The mentioned document states that emission testing of a dual-fuel engine is complicated by the fact that the fuel used by the engine can vary between pure diesel fuel and a combination of mainly gaseous fuel with only a small amount of diesel fuel as an ignition source. The ratio between the fuels used by a dual-fuel engine can also change dynamically depending on the operating condition of

the engine. As a result special precautions and restrictions are necessary to enable emission testing of these engines.

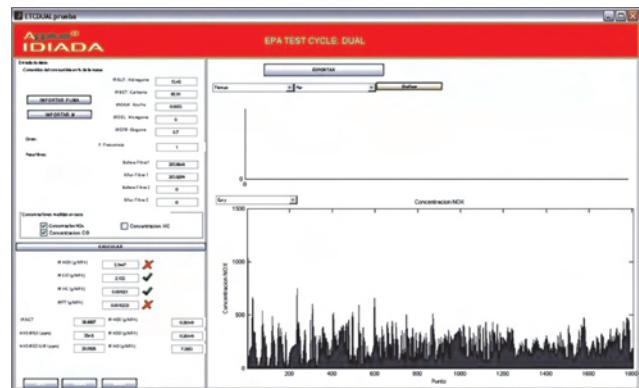


Fig. 7. In-house IDIADA emissions calculation software

4. Results

4.1 Stationary test: ESC

Figure 8a shows the nine modes chosen for dual-fuel mode during ESC test performed. The engine loads in these modes vary from 25 % to 75 % and the sum of their weight factors in the test represents 60 % of the total. The idle condition is always performed in diesel mode as was previously defined in Table 3. The results have confirmed the capability of the HGCI system to work in stationary operation and to perform diesel-dual transitions for example as changing from mode 2 in diesel (speed A at 100% load) to mode 3 in dual-fuel (speed B at 50 % load) without any problems for the engine.

The comparison of PM specific emission between the two ESC tests carried out in dual-fuel mode (9 modes in dual-fuel + 4 modes in Diesel) and the other only with diesel fuel is shown in Fig. 8b. The figure demonstrates the great potential of this kind of technology to reduce PM emissions reaching 62.5 % of reduction compared with diesel baseline engine.

4.2 Transient test: FTP

The FTP heavy-duty transient cycle comprises two main parts: a cold start and a hot start. The hot start is done after a stop of 1200 s completion of the cold start. Each two parts has four phases of 300 s duration each: the first is NYNF (New York Non-Freeway), the second is LANF (Los Angeles Non-Freeway), the third is LAFY (Los Angeles Freeway – crowded) and the fourth is a repetition of the first one. It can be seen from Fig. 9a that LAFY was the part selected to test the engine in dual-fuel mode. The statistical regression coefficient (R²) was higher than 95 % comparing engine torque in diesel and dual-fuel mode.

Figure 9b shows the comparison of the CO₂ emission evolution during the hot part of the LAFY. It can be seen from the figure that instantaneous CO₂ emissions in dual-fuel mode are lower than CO₂ emissions of the engine working only with diesel fuel in transient operation which demonstrates the potential of this kind of technology to reduce this type of GHG emission and therefore to contribute to decrease the total carbon footprint produced by the engine calculated as

the total sets of its GHG emissions. Hence CH₄ emissions must be under control by methane catalyst.

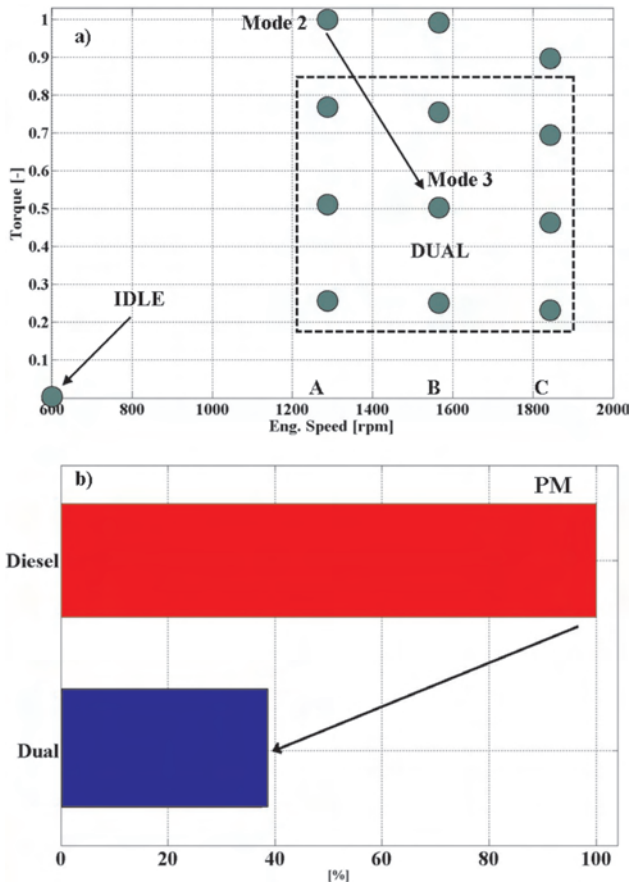


Fig. 8. ESC test: a) dual-fuel modes, b) PM comparison

Figure 10a shows the comparison of the results of NO_x, PM and CO₂ obtained after performing a complete sequence of FTP (cold + hot start) in diesel and dual-fuel mode. It can be seen from the figure that PM and CO₂ specific emissions decreased in dual-fuel mode 33.04 % and 3.64 % respectively. The reduction in CO₂ might have occurred because methane has very low C/H ratio which produces low CO₂ emission per energy content and the decrement in PM could be because of the short carbon chains present in the methane. On the other hand NO_x specific

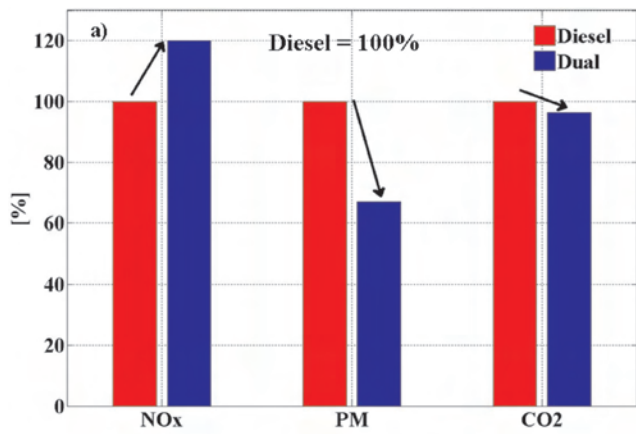


Fig. 10. FTP results comparison: a) NO_x, PM and CO₂ emissions, b) CO, NMHC emissions and fuel conversion efficiency

emissions increased 20.01 % in the test. Even though nitrogen content in the NG (Table 2) could have contributed to increase NO_x emissions, the authors consider that EGR deactivation strategy in dual-fuel mode might be the most influential factor for the result. This behavior is not expected in non-EGR diesel engines as it is reported in references [7, 11].

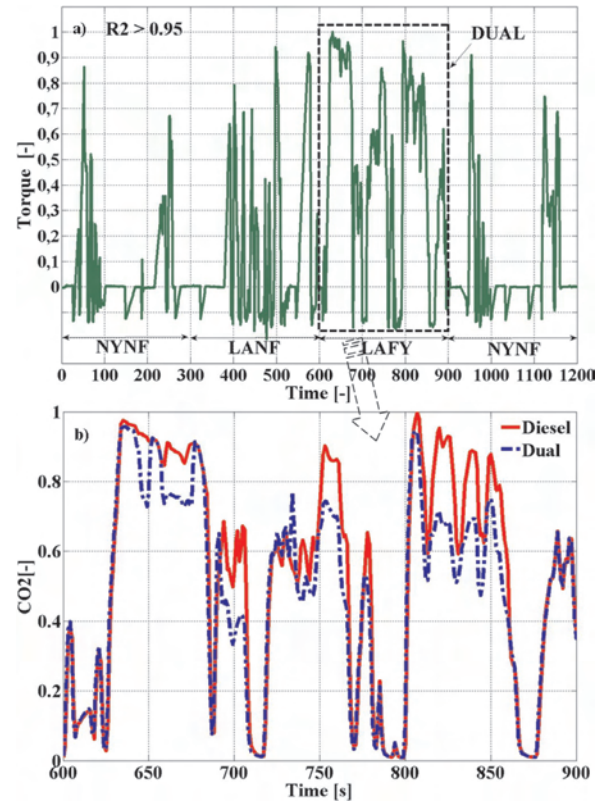
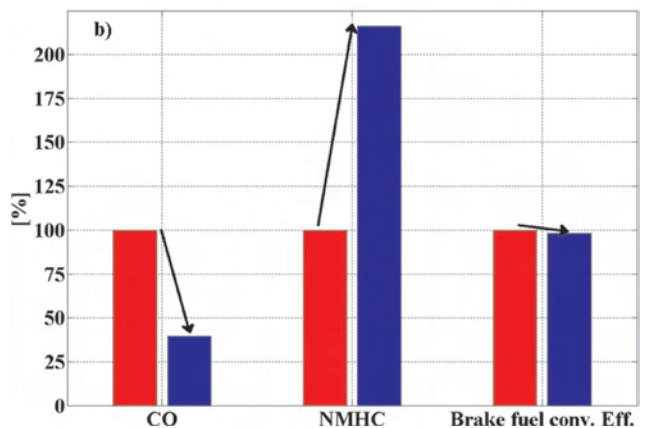


Fig. 9. FTP result: a) dual-fuel mode (crowded freeway), b) CO₂ comparison

Figure 10b shows the comparison of the results of CO, NMHC, and brake fuel conversion efficiency in the same condition mentioned in the above paragraph. The CO specific emissions decreased by 60.46 % but the NMHC increased by more than 100 %. The reduction of the CO was mainly due to methane catalyst. The relevant increment in NMHC could be improved by the implementation of the start of



diesel injection management in the dual ECU or selecting a better methane catalyst with a higher HC efficiency conversion for working in transient operation. On the other hand, the brake fuel conversion efficiency only suffered a small decrement of 1.69 % during the test.

4.3 Transient test: ETC

The transient operation of the engine working in dual-fuel mode during the last 300 s of the motorway part from ETC test is shown in Fig. 11a (dotted line). In that condition engine speed was around 1600 rpm, meanwhile engine torque changed from motoring up to almost 80 % of the load according to ETC demanded values. The engine’s thermodynamics, stability and good general behavior during the test demonstrate again the feasibility of this technology in transient operation.

Figure 11b shows the diesel and NG dynamic fuel consumption during the same last 300 seconds of the ETC test mentioned before. The figure pointed out the fast and coordinated response of the two fuels injected by the gas throttle electric valve and the diesel EUI which are governed by dual ECU to match engine fuel requirement during transient operation.

The exploded pie graph shown in Fig. 11b shows that 52 % of the total dual-fuel energy calculated by equation (2) is supplied by NG. This result corroborates the average GER around 50 % previously commented in the methodology section of this work (Fig. 6a) and also indicates the capability of the system for improving user economy during freeway-like transient conditions above all in places where diesel and NG prices have a substantial difference.

5. Conclusions

An experimental investigation was carried out in order to better understand the transient behavior of an existing heavy-duty diesel engine for on-highway truck applications when it is converted to a HDDF engine by means of the use of homogeneous natural gas injection in the intake line before turbocharger and the impact of the conversion on particle matter and CO₂ emissions. The most interesting aspects are remarked below.

- The feasibility of dual-fuel technology, especially the use of Homogeneous Gas Charge Injection in the intake line, was demonstrated during transient operation. Two worldwide standard cycles were used and in both of them dynamic behavior and transient engine response were matched to the original diesel baseline.

- The potential for PM specific emissions reduction working in dual-fuel mode was corroborated in stationary and transient engine operation. This result shows the capability of such engines to achieve a considerable decrement of one of the most current toxic contaminants in diesel engines.
- A decrement in CO₂ specific emissions in transient operation was also observed in dual-fuel mode compared with diesel only, which can contribute to diminishing the greenhouse emissions produced by this type of gas.
- The main drawbacks of this kind of technology found in this study were a considerable increment in NMHC specific emission and a small decrement of brake fuel conversion efficiency.
- NO_x specific emissions in dual-fuel mode were increased during transient operation mainly due to EGR deactivation strategy. This result is not expected for non-EGR HD diesel engines with or without SCR system.

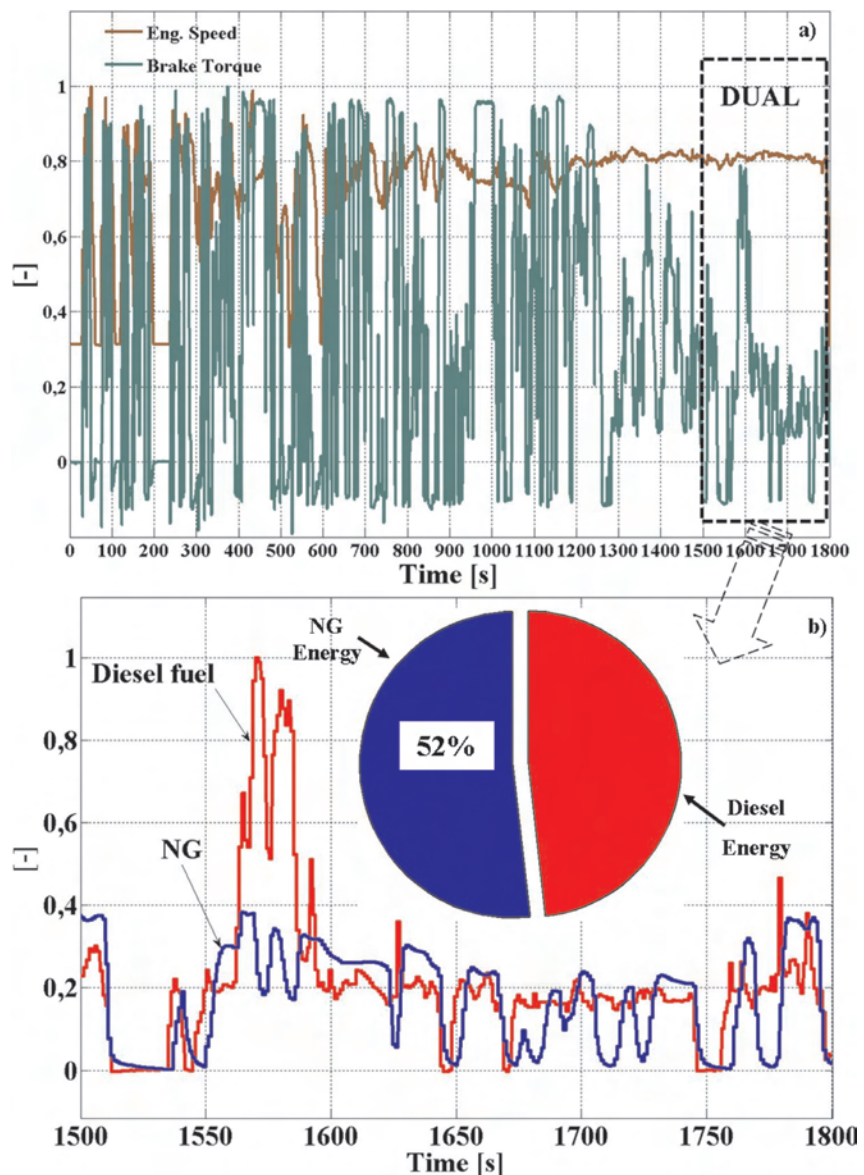


Fig. 11. ETC test: a) dual-fuel mode (motorway), b) NG and diesel energy distribution

Acknowledgments

The authors would like to thank Diesel 2 Gas Inc. and FNX Oil and Gas, for proofreading the manuscript and his valuable technical and financial support in this project.

Nomenclature

CAN	Controller Area Network
CH ₄	Methane
C/H	Carbon Hydrogen ratio
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Carbon monoxide
CO ₂	Carbon dioxide
DI	Direct Injection
ECU	Electronic Control Unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EUI	Electronic Unit Injector

GHG	Greenhouse Gas
GUI	Graphical User Interface
HC	Unburned Hydrocarbons
HD	Heavy-Duty
HiL	Hardware in the Loop
LNG	Liquefied Natural Gas
LPG	Liquefied Petroleum Gas
NG	Natural Gas
NMHC	Non-Methane Unburned Hydrocarbons
NO _x	Nitrogen Oxides
OEM	Original Equipment Manufacturer
PM	Particle Matter
RON	Research Octane Number
SCR	Selective Catalytic Reduction
U.S.	United States
VGT	Variable Geometric Turbine

Bibliography

- [1] Ribas X.: Heavy duty liquefied natural gas engine developments to meet future emissions requirements, methodology and real application. FISITA F2010F013 paper, 2010.
- [2] Ribas X.: Liquefied natural gas engine developments for current emission requirements. SAE-China congress, 2010.
- [3] Kniaziewicz T., Piaseczny L.: Selected aspects of application of dual fuel marine engines. Combustion Engines, PTNSS-2012-SS1-104, pp. 25-34, 2012.
- [4] Stelmasiak Z., Matyjasik M.: Simulation of the combustion in a dual fuel engine with a divided pilot dose. Combustion Engines. PTNSS-2012-SS4-405, pp. 43-54, 2012.
- [5] Kowalewicz A., Woloszyn R.: Comparison of performance end emissions of turbocharged CI engine fuelled either with diesel fuel or CNG and diesel fuel. Combustion Engines, PTNSS-2011-SC-117, 2011.
- [6] Liu C., Karim G.A., Xiao F., Sohrabi A.: An experimental and numerical investigation of the combustion characteristics of a diesel dual fuel engine with a swirl chamber, SAE Technical Paper 2007-01-0615, 2007.
- [7] Papagiannakis R.G., Hountalas D.T., Kotsiopoulosajendra P.N.: Experimental and theoretical analysis of the combustion and pollutants formation mechanisms in dual fuel DI diesel engines. SAE Technical Paper 2005-01-1726, 2005.
- [8] Harrington J., Munshi S., Nedelcu C., Ouellette P., Thompson J., Stewart W.: Direct injection of natural gas in a heavy-duty diesel engine. SAE Technical Paper 2002-01-1630, 2002.
- [9] Bertrand D.H.: Practical diesel engine combustion analysis. The H-process dual fuel diesel engine. SAE International, 2002.
- [10] Economic Commission for Europe, series of amendments to Regulation No. 49. ECE-TRANS-WP29-2012-103e, 2012.
- [11] Reitz R.D., Singh S., Kong S., Krishnan S., Midkiff C.: Modelling and experiments of dual-fuel engine combustion and emissions. SAE Technical Paper 2004-01-0092, 2004.

Pedro Barroso, Eng. – Project Engineer. HD and Off-Road Engineering, Powertrain Applus IDIADA Group, Tarragona, Spain.

e-mail: Pedro.Barroso@idiada.com



Xavier Rivas, Eng. – Product and Project Manager. HD and Off-Road Engineering, Powertrain Applus IDIADA Group, Tarragona, Spain.

e-mail: xribas@idiada.com



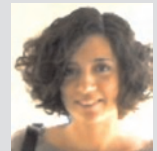
Mario Pita, Tech. – Test bench Leader. HD and Off Road Engineering, Powertrain Applus IDIADA Group, Tarragona, Spain.

e-mail: mpita@idiada.com



Judith Dominguez, Eng. – Project Engineer. HD and Off-Road Engineering, Power-train Applus IDIADA Group, Tarragona, Spain.

e-mail: jdominguez@idiada.com



Edgard De Seia, Tech. – Testing Technician. HD and Off-Road Engineering, Powertrain Applus IDIADA Group, Tarragona, Spain.

e-mail: Edgar.DeSeia@idiada.com



José-María García, Eng. – Organization and Quality, R&D Manager, Powertrain. Applus IDIADA Group, Tarragona, Spain.

e-mail: jmgarcia@idiada.com



The criteria of fuelling the dual-fuel SI engine with gasoline and methanol

In the paper are discussed test results of dual fuel spark ignition engine with multipoint injection of alcohol and gasoline in area of inlet valve. Engine fuelling was accomplished through a prototype fuel supply system comprising duplex injectors controlled electronically. Implemented system enables fuelling of the engine with pure gasoline, with pure methanol, or simultaneous combustion of the both fuels mixture with any fraction of the alcohol. The tests were performed on four cylinder, spark ignition engine of Fiat 1100 MPI type. In the paper are presented criteria to be fulfilled in dual fuel spark ignition engine run on gasoline and methyl alcohol. The criteria were developed on the base of engine testing performed on engine dynamometer. When developing the criteria, one took assumption of energetic equity of fuel doses in traditional and dual fuel supply system in every operational point of the engine. The second criterion consisted in maintaining a minimal elementary dose of gasoline and alcohol injectors, which would assure stable operation of the engine. In result of the performed analysis one proposed a map of possible ranges of dual fuel feeding of the engine with methyl alcohol and gasoline.

Key words: dual fuel engine, methyl alcohol, criteria of fuelling, elementary dose, biofuels

Kryteria dwupaliwowego zasilania silnika ZI benzyną i metanolem

W artykule przedstawiono wyniki badań dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem alkoholu i benzyny w okolice zaworu dolotowego. Zasilanie silnika realizowano przez prototypowy układ dolotowy zawierający podwójne wtryskiwacze sterowane elektronicznie. Zastosowany system umożliwia zasilanie silnika benzyną lub alkoholem oraz równoczesne spalanie mieszaniny obydwu paliw o dowolnym udziale alkoholu. Badania wykonano na 4-cylindrowym silniku o zapłonie iskrowym Fiat 1100 MPI. W artykule przedstawiono kryteria, jakie należy przyjmować przy stosowaniu dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie iskrowym przy używaniu benzyny i alkoholu metylowego. Kryteria opracowano na podstawie badań hamowniczych silnika. Przy opracowaniu kryteriów przyjęto założenie równości energetycznej dawek paliwa z zasilaniem tradycyjnym i dwupaliwowym w każdym punkcie pracy silnika. Drugim kryterium było zachowanie minimalnej dawki jednostkowej wtryskiwacza benzyny i alkoholu, zapewniającej stabilną pracę silnika. W wyniku przeprowadzonej analizy zaproponowano mapę możliwych zakresów dwupaliwowego zasilania silnika alkoholem metylowym i benzyną.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol metylowy, kryteria zasilania, dawka jednostkowa, biopaliwa

1. Introduction

The first usable combustion engine was constructed by Étienne Lenoir in the year 1860 [17]. More than 150 years have been passed since this event and during this period of time the engine became an object of permanent improvements, conformed to petroleum-based fuels mainly. During considerable amount of this time the engine was developed in direction of improvement of its performance. Only later, when problems of limited resources of crude oil were commenced to be considered, investigations also comprised not only performance parameters, but also fuel consumption. Nowadays, a third direction has emerged as a significant issue of engine development, forced by necessity of natural environment protection, putting emphasis on reduction of toxic emissions of exhaust gases, like carbon oxide, hydrocarbons, nitrogen oxides and solid particulates. Not without a meaning is also emission of carbon dioxide, although not toxic, but having substantial effect of creation of the greenhouse effect.

Having expectations formulated in such way, more and more heed is focused on search after alternative fuels, which would be not pro-ecological only, but also competi-

1. Wprowadzenie

Pierwszy użyteczny silnik spalinowy został zbudowany przez Étienne Lenoira w 1860 roku [17]. Od tego wydarzenia minęło ponad 150 lat i przez ten czas silnik spalinowy stawał się obiektem ciągłych udoskonaleń podporządkowanych głównie paliwom ropopochodnym. Przez znaczną część tego okresu silnik rozwijany był w kierunku poprawy jego osiągnięć. Dopiero później, gdy zaczęto zauważać problem ograniczonych zasobów ropy naftowej, badaniami objęto nie tylko parametry zewnętrzne, ale również zużycie paliwa. Obecnie istotny jest jeszcze trzeci kierunek rozwoju silnika, wymuszony koniecznością ochrony środowiska naturalnego, kładący nacisk na zmniejszenie emisji toksycznych składników spalin, takich jak: tlenek węgla, węglowodory, tlenki azotu i cząstki stałe. Znaczenie ma również emisja dwutlenku węgla, który, choć nietoksyczny, ma duży wpływ na tworzenie się efektu cieplarnianego.

Przy tak postawionych oczekiwaniach, obecnie coraz większą wagę zwraca się na poszukiwania alternatywnych paliw, które byłyby nie tylko proekologiczne, ale również konkurencyjne cenowo w odniesieniu do paliw ropopochodnych. W związku z tym w ostatnich latach, w wielu

tive in price with respect to petroleum-based fuels. Due to it, in many regions worldwide a considerable amount of attention is retained to investigations on adaptation of combustion engine to run on biofuels. Subject matter of a recent publications shows, that methyl and ethyl alcohol could be considered as one from the most promising and future-oriented biofuels, creating serious alternative for the petroleum-based fuels. Interest in the biofuels comprises also such areas as search after raw-materials to production of the alcohols, development of technology of their production, especially second generation ethyl alcohol, specific fuel supply and control systems, and design changes of the engines fed with alcohols.

Usage of alcohol fuels doesn't belong to new issues, because such fuels have been used for dozens of years [1–6] while the beginnings are connected with supplying of the first combustion engines at beginning of the previous century. Special intensity of such tendencies occurred during the first and the second World War, what was connected with shortage of the fuels, and during seventies of the previous century, what was caused by serious fuel crisis and rapid growth of petroleum price. The alcohol fuels, however, never became commonly used as engine fuels, and as soon as the situation in the world underwent normalization, one always came back to petroleum-based fuels. Probably it resulted from disadvantages of the alcohols, from engine design, and from fuel supply and control systems of the engines, optimized for traditional fuels mainly. In time when tetraethyl lead was phased out as addition increasing octane number of the gasoline, as a suitable substitutes came out methyl and ethyl alcohols, which have been used as additions to the gasoline to this day. Due to fact that phenomenon of foliation of gasoline-alcohol mixtures, especially in low temperatures and in presence of water, constitutes the main problem of the alcohols, concentration of the alcohol was limited to a few percent. Such contents was increased with use of a stabilizing agents like ethers, but concentration of the alcohol in the mixtures never exceeded over a dozen volumetric percent.

From viewpoint of engine applications much more advantageous is usage of the alcohols as a individual fuel, because it enables to take full advantage of high knocking resistance of the alcohol, allowing increase of compression ratio, growth of overall efficiency and unit power output of the engine [3, 4, 6]. This direction is especially developed in Brazil, however is also present in USA, New Zealand and Sweden, among others [1, 5, 16, 19, 20].

Except foliation of the alcohol-gasoline mixtures, low volatility of vapors creates the second main disadvantage of the alcohols, what at below zero ambient temperatures can lead to lack of ignition [7, 8, 9, 18].

The disadvantages discussed above do not have a more important significance in prototype fuelling system developed in the presented work [11, 12, 15]. The system is based on the Dual Fuel System, i.e. engine fuelling system with two fuels. The system consists in injection of the fuels in area of inlet valve by two injectors controlled electronically. Mixing

regionach świata, dużo uwagi przywiązuje się do badań nad przystosowaniem silnika spalinowego do zasilania biopaliwami. Tematyka opublikowanych w ostatnim okresie prac wskazuje na to, że alkohole etylowy i metylowy mogą być jednymi z najbardziej obiecujących i przyszłościowych biopaliw, stanowiących istotną alternatywę dla paliw ropopochodnych. Zainteresowanie nimi obejmuje takie obszary, jak poszukiwania surowców do produkcji alkoholi, rozwój technologii ich wytwarzania, szczególnie II generacji alkoholu etylowego, specjalistyczne systemy zasilające i sterujące, zmiany konstrukcyjne silników zasilanych alkoholami.

Zastosowanie paliw alkoholowych nie jest nowym zagadnieniem, gdyż były one stosowane od kilkudziesięciu lat [1–6], a początki związane były z zasilaniem pierwszych silników spalinowych na początku ubiegłego wieku. Szczególne nasilenie tych tendencji występowało w okresach I i II wojny światowej, co związane było z brakiem paliw oraz w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku, co było spowodowane poważnym kryzysem paliwowym oraz gwałtownym wzrostem cen ropy naftowej. Paliwa alkoholowe jednak nigdy nie przyjęły się do powszechnego stosowania i gdy tylko sytuacja na świecie ulegała normalizacji, zawsze wracano do paliw ropopochodnych. Prawdopodobnie wynikało to z wad, jakie mają alkohole oraz z konstrukcji silników, ich zasilania i sterowania. Silniki były głównie optymalizowane dla paliw tradycyjnych. W okresie, kiedy wycofano czteroetyłek ołowiu, jako dodatek zwiększający liczbę oktanową benzyn, dobrym jego zamiennikiem okazały się alkohole etylowy i metylowy, które są stosowane jako dodatki benzyn także obecnie. Ponieważ podstawowym problemem alkoholi jest zjawisko rozwarstwiania się mieszanek benzynowo-alkoholowych, zwłaszcza w niskich temperaturach i w obecności wody, stężenie alkoholu było ograniczone do kilku procent. Zawartość tę podwyższano za pomocą stabilizatorów, takich jak etery, lecz stężenie alkoholu w mieszankach nadal nie przekraczało kilkunastu procent objętościowych.

Z punktu widzenia zastosowań silnikowych znacznie korzystniejsze jest stosowanie alkoholi jako paliwa samoistnego, bowiem pozwala to w pełni wykorzystać dużą odporność przeciwstukową alkoholu, umożliwiającą zwiększenie stopnia sprężania, wzrost sprawności ogólnej i mocy jednostkowej silnika [3, 4, 6]. Kierunek ten jest szczególnie rozwinięty w Brazylii, ale występuje również między innymi w USA oraz Nowej Zelandii i Szwecji [1, 5, 16, 19, 20].

Oprócz rozwarstwiania się mieszanin alkohol-benzyna drugą główną wadą alkoholi jest niska lotność par, co przy minusowych temperaturach otoczenia może prowadzić do braku zapłonu [7–9, 18].

Omówione wyżej wady nie mają większego znaczenia w prototypowym systemie zasilania, opracowanym w ramach niniejszej publikacji [11, 12, 15]. Jest on oparty na systemie Dual Fuel – system dwupaliwowego zasilania silnika. System ten polega na wtrysku paliw w okolice zaworu dolotowego dwoma wtryskiwaczami sterowanymi elektronicznie. Mieszanie obydwu paliw odbywa się w cylindrze bezpośrednio przed spalaniem. Zaproponowany system umożliwia zasilanie silnika samym alkoholem lub

of the both fuels occur in cylinder directly before combustion. Proposed system enables engine run on pure alcohol, on pure gasoline, or on alcohol-gasoline mixture with any fraction of the alcohol. Among obvious advantages of this system, one should specify a possibility of engine start-up on pure gasoline (in this respect the gasoline features better start-up properties than alcohols), and its subsequent operation on any fractions of the both fuels, depending on engine rotational speed and load.

2. Research stand

The tests were performed on four cylinder spark ignition engine with multipoint injection of the Fiat 1100 type. Technical data of the engine are specified in the Table 1.

Table 1. The technical data of Fiat 1100 MPI engine
Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1100

Engine type/typ silnika	Fiat 1100 MPI
Bore x stroke/średnica cylindra x skok	70 x 72 mm
Swept capacity/pojemność skokowa	1108 cm ³
Compression ratio/stopień sprężania	9.6
Rated power/rotational speed/moc znamionowa/prędkość obrotowa	40 kW/5000 rpm/obr/min
Maximal torque/rotational speed/maksymalny moment obrotowy/prędkość obrotowa	88 N·m/3000 rpm/obr/min

Scheme of prototype suction manifold is presented in the Fig. 1, while adaptation of the fuel rail is shown in the Fig. 2.

Detailed description of design changes incorporated in the engine are presented in the work [10].

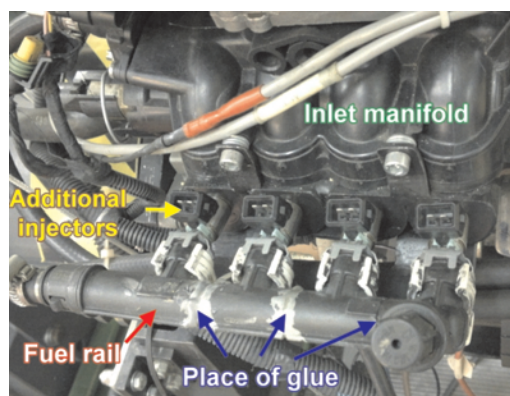


Fig. 2. Adaptation of the fuel rail
Rys. 2. Adaptacja szyny paliwowej

3. The experimental results and discussion

The tests of the engine operated with dual fuel supply system were performed with 20, 40, 60, 80 and 100 % fractions of methyl alcohol, calculated energetically in complete field of engine operation, i.e. for range of engine rotation speed of 1500–5000 rpm and change of engine load from minimal to maximal one. Injection advance angle was identical like in case of gasoline fuelling. The gasoline was injected by additionally installed injector, while the alcohol was injected by factory-made injector.

benzyną oraz mieszaniną benzyna-alkohol o dowolnym udziale alkoholu. Wśród niewątpliwych zalet tego systemu należy wymienić możliwość uruchamiania silnika na samej benzynie (benzyna pod tym względem wykazuje lepsze właściwości rozruchowe od alkoholi) oraz dalszą jego pracę na dowolnych udziałach obydwu paliw, zależnie od prędkości obrotowej i obciążenia silnika.

2. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na 4-cylindrowym silniku o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem paliwa typu Fiat 1100. Dane techniczne silnika zamieszczono w tabeli 1.

Schemat prototypowego kolektora dolotowego przedstawiono na rys. 1, a adaptację szyny paliwowej na rys. 2.

Szczegółowy opis zmian dokonanych w silniku przedstawiono w pracy [10].

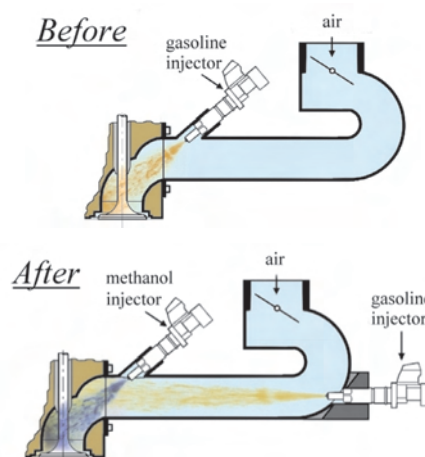


Fig. 1. Scheme of prototype inlet manifold of the Fiat 1100 MPI engine
Rys. 1. Schemat prototypowego kolektora dolotowego silnika Fiat 1100 MPI

3. Analiza wyników badań

Badania zasilanego silnika dwupaliwowego wykonano przy udziałach alkoholu metylowego 20 %, 40 %, 60 %, 80 % i 100 %, liczonych energetycznie w całym polu pracy silnika, tj. dla zmian prędkości obrotowej 1500–5000 obr/min oraz zmian obciążenia od minimalnego do maksymalnego. Kąt wyprzedzenia wtrysku był identyczny jak przy zasilaniu benzyną. Benzyna była wtryskiwana przez wtryskiwacz dodatkowy, a alkohol – przez wtryskiwacz fabryczny.

Podstawowym kryterium przyjętym do badań był warunek równości energetycznej dawek, polegający na tym, że suma energii dawek obydwu paliw wtryskiwanych równocześnie dla systemu dwupaliwowego była równa energetycznej dawce benzyny dla tradycyjnego zasilania silnika (1). W badaniach zastosowano alkohol metylowy.

Przy założeniu, że sprawność silnika nie ulegnie zmianie oznacza to spełnienie równania (1), gdzie: q_b – dawka jednostkowa benzyny przy zasilaniu tradycyjnym samą benzyną [mm^3/cykl], q'_b – dawka jednostkowa benzyny przy zasilaniu dwupaliwowym [mm^3/cykl], q'_m – dawka jednostkowa metanolu przy zasilaniu dwupaliwowym [mm^3/cykl], H_b , H_m – wartości opałowe benzyny i metanolu.

As the main criterion to the investigations was taken condition of energetic equity of the doses, consisting in assumption that sum of energy of the both fuels doses injected simultaneously in the dual fuel system was equal to energetic dose of the gasoline in traditional fuelling of the engine (1). To the investigations one used the methyl alcohol.

Having assumption that efficiency of the engine doesn't undergo changes, it denotes fulfillment of the following equity:

$$q_b \cdot H_b = q'_b \cdot H_b + q'_m \cdot H_m \quad (1)$$

where: q_b – elementary dose of gasoline at traditional feeding with gasoline only [mm³/cycle], q'_b – elementary dose of gasoline at dual fuel feeding [mm³/cycle], q'_m – elementary dose of methanol at dual fuel feeding [mm³/cycle], H_b , H_m – caloric values of gasoline and methanol.

$$q'_b = q_b \cdot (1 - U_m) \quad (2)$$

$$q'_m = q_b \cdot U_m \cdot (H_b/H_m) \quad (3)$$

where: U_m – fraction of the methanol.

Using the equations 2 and 3, one calculated doses of the gasoline q'_b and the methanol q'_m for any fraction of the methanol and, for any basic dose q_b .

In the Fig. 3 are presented changes of the elementary doses of the engine operated on the gasoline.

From the analysis is seen that the elementary doses are dependent from engine load, and only slightly (probably within measurement error limits) change together with change of engine speed. Because of the fact that for the doses smaller than 5 mm³/cycle, the injectors operate unstably, one assumed that in case of dual fuel supply, minimal doses of the methanol and the gasoline should not be smaller than 5 mm³/cycle.

Making use of the equations 2 and 3, one has written a table of elementary doses of the methanol and the gasoline for dual fuel engine. On their basis one has eliminated such diagrams, for which the elementary doses were smaller than 5 mm³/cycle, what means unstable operation of the injectors and possibility of non-uniform engine operation. Because of nearly twice bigger elementary doses of the methanol, area on unstable operation of methanol's injector was very small and comprised only small engine loads and small fractions of the methanol.

In the Fig. 4 are presented changes of methanol dose q'_m and gasoline dose q'_b in function of elementary dose at traditional fuelling. Value of gasoline dose q_b corresponds to change of engine load, what results from the Fig. 3. With red color horizontal lines are marked minimal doses required from viewpoint of correct engine operation under load. From the characteristics is seen that exists a problem of methanol injection in case of small fractions of methanol only, and only in area of the lowest engine loads. Problem of gasoline injection is present nearly in complete range of engine loads, depending on fraction of the alcohol.

Basing on the function of gasoline's dose size in relation to engine load for traditional fuelling system (Fig. 5), one

Za pomocą równań (2) i (3) obliczono dawki benzyny q'_b i metanolu q'_m dla dowolnego udziału metanolu oraz dowolnej dawki bazowej q_b , przy czym U_m – udział metanolu.

Na rysunku 3 przedstawiono zmiany dawek jednostkowych przy zasilaniu silnika benzyną.

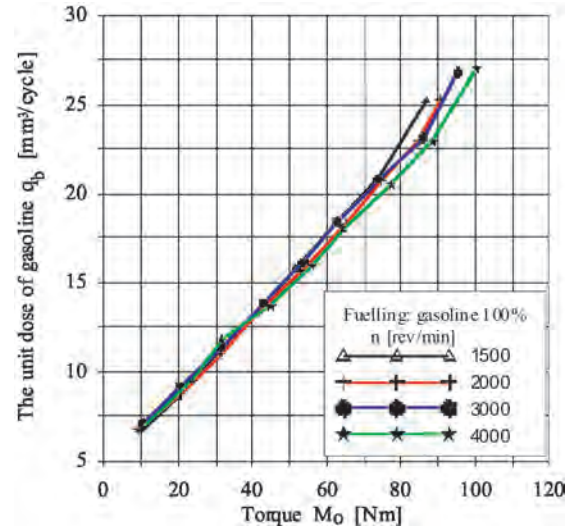


Fig. 3. Changes of elementary doses size in function of the Fiat 1100 MPI engine load at traditional fuelling of the engine

Rys. 3. Zmiany wielkości dawek jednostkowych w funkcji obciążenia silnika Fiat 1100 MPI przy tradycyjnym zasilaniu silnika

Z analizy wynika, że dawki jednostkowe zależą od obciążenia silnika i tylko nieznacznie (prawdopodobnie w granicach błędów pomiarów) zmieniają się wraz ze zmianą prędkości obrotowej. Z uwagi, iż dla dawek mniejszych niż 5 mm³/cykl wtryskiwacze pracują niestabilnie, przyjęto założenie, że przy zasilaniu dwupaliwowym minimalne dawki metanolu i benzyny nie powinny być mniejsze niż 5 mm³/cykl.

Wykorzystując wzory (2) i (3), sporządzono tablice dawek jednostkowych metanolu oraz benzyny dla zasilania dwupaliwowego. Na ich podstawie wyeliminowano te zakresy, dla których dawki jednostkowe były mniejsze od 5 mm³/cykl, co oznacza niestabilną pracę wtryskiwaczy oraz możliwość nierównomiernej pracy silnika. Z uwagi na prawie dwukrotnie większe dawki jednostkowe metanolu zakres niestabilnej pracy wtryskiwacza metanolu był niewielki i obejmował jedynie małe obciążenia silnika i niewielkie udziały metanolu.

Na rysunku 4 przedstawiono zmiany dawek metanolu q'_m i benzyny q'_b w funkcji dawki jednostkowej benzyny przy zasilaniu tradycyjnym. Wartość dawki benzyny q_b odpowiada zmianie obciążenia silnika, co wynika z rys. 3. Liniami poziomymi w kolorze czerwonym zaznaczono minimalne dawki wymagane z punktu widzenia poprawnej pracy silnika pracującego pod obciążeniem. Z charakterystyk tych wynika, że istnieje problem wtrysku metanolu tylko dla małych udziałów alkoholu i to tylko w obszarze najniższych obciążeń silnika. Problem wtrysku benzyny występuje prawie w całym obszarze obciążeń silnika zależnie od udziału alkoholu.

Na podstawie funkcji wielkości dawki benzyny w zależności od obciążenia silnika dla tradycyjnego systemu

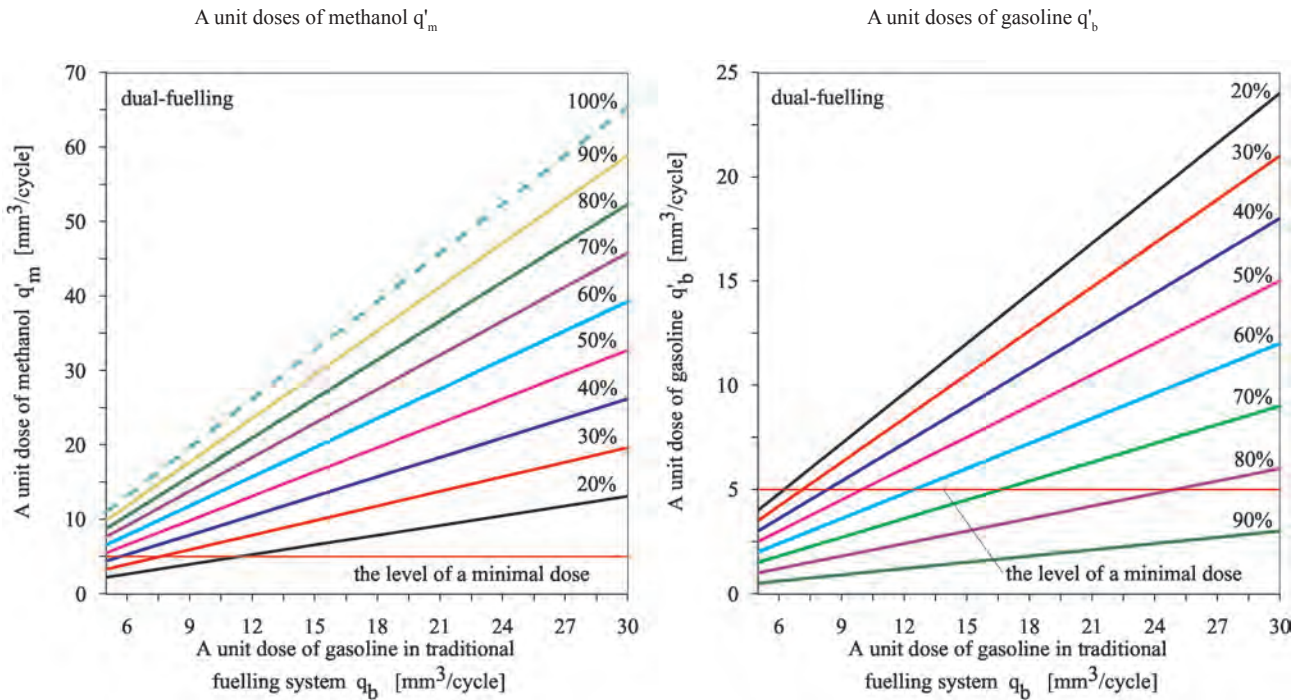


Fig. 4. Changes of elementary doses of methanol and gasoline at dual fuel supply
 Rys. 4. Zmiany dawki jednostkowej metanolu i benzyny przy zasilaniu dwupaliwowym

prepared joint characteristics of elementary doses injection of the both fuels for the dual fuel system, which are presented in the Fig. 6.

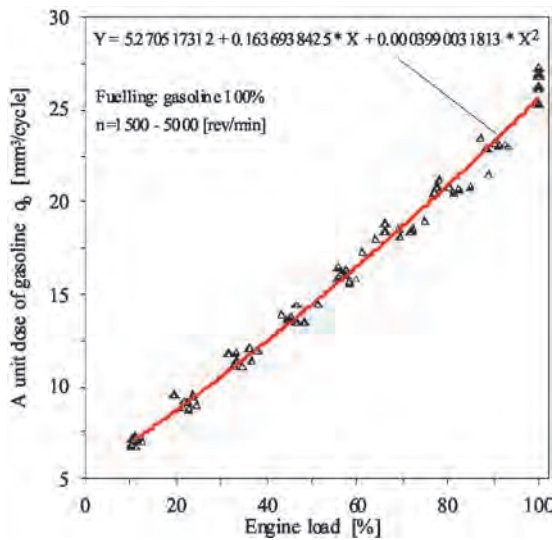


Fig. 5. Changes of elementary doses of gasoline q_b in relation to engine load for traditional fuelling

Rys. 5. Zmiana dawki jednostkowej benzyny q_b w funkcji obciążenia silnika zasilanego tradycyjnie

From the Fig. 6 is seen, that together with growth of alcohol fraction the elementary dose of the gasoline is more and more restricted by the criterion on minimal dose of injection. In such situation there existed a need of development of a plan of engine fuelling in dual fuel system. In order to perform it, one elaborated a joint characteristics of

zasilania (rys. 5) sporządzono wspólne charakterystyki wtrysku dawek jednostkowych obydwu paliw dla systemu dwupaliwowego, które przedstawiono na rys. 6.

Z rysunku 6 wynika, że wraz ze wzrostem udziału alkoholu dawka jednostkowa benzyny jest coraz bardziej ograniczona kryterium minimalnej dawki wtrysku. W takiej sytuacji zaistniała potrzeba opracowania planu zasilania silnika w systemie dwupaliwowym. W tym celu wykonano wspólną charakterystykę dawek jednostkowych metanolu q'_m i benzyny q'_b , na której kryterium minimalnej dawki wprowadzono, podnosząc poziomą płaszczyznę p_e-U_m o 5 jednostek do góry – rys. 7.

W wyniku przecięcia trzech płaszczyzn otrzymano zakresy możliwej pracy silnika z zachowaniem kryterium minimalnej dawki jednostkowej wtryskiwaczy $q_{m,b} > 5 \text{ mm}^3/\text{cykl}$. W polu oznaczonym tylko niebieską linią silnik teoretycznie powinien być zasilany samą benzyną. Tylko kolorem zielonym oznaczono obszar, w którym silnik teoretycznie powinien pracować na czystym metanolu. Z kolei pole otoczone czarną linią oznacza obszar, dla którego praca silnika może odbywać się w systemie dwupaliwowym.

Na rysunku 8 przedstawiono proponowane zakresy pracy badanego silnika z uwzględnieniem wpływu zasilania dwupaliwowego na sprawność ogólną i emisję toksycznych składników spalin. Wynika z nich, że możliwe są następujące obszary pracy:

- pole niebieskie (obciążenie silnika mniejsze niż 25 %) – zasilanie samą benzyną,
- pole zielone – zasilanie samym metanolem,
- pole w kratkę zielono-niebieską – zasilanie dwupaliwowe o dowolnym udziale metanolu w zakresie 20 %–70 %.

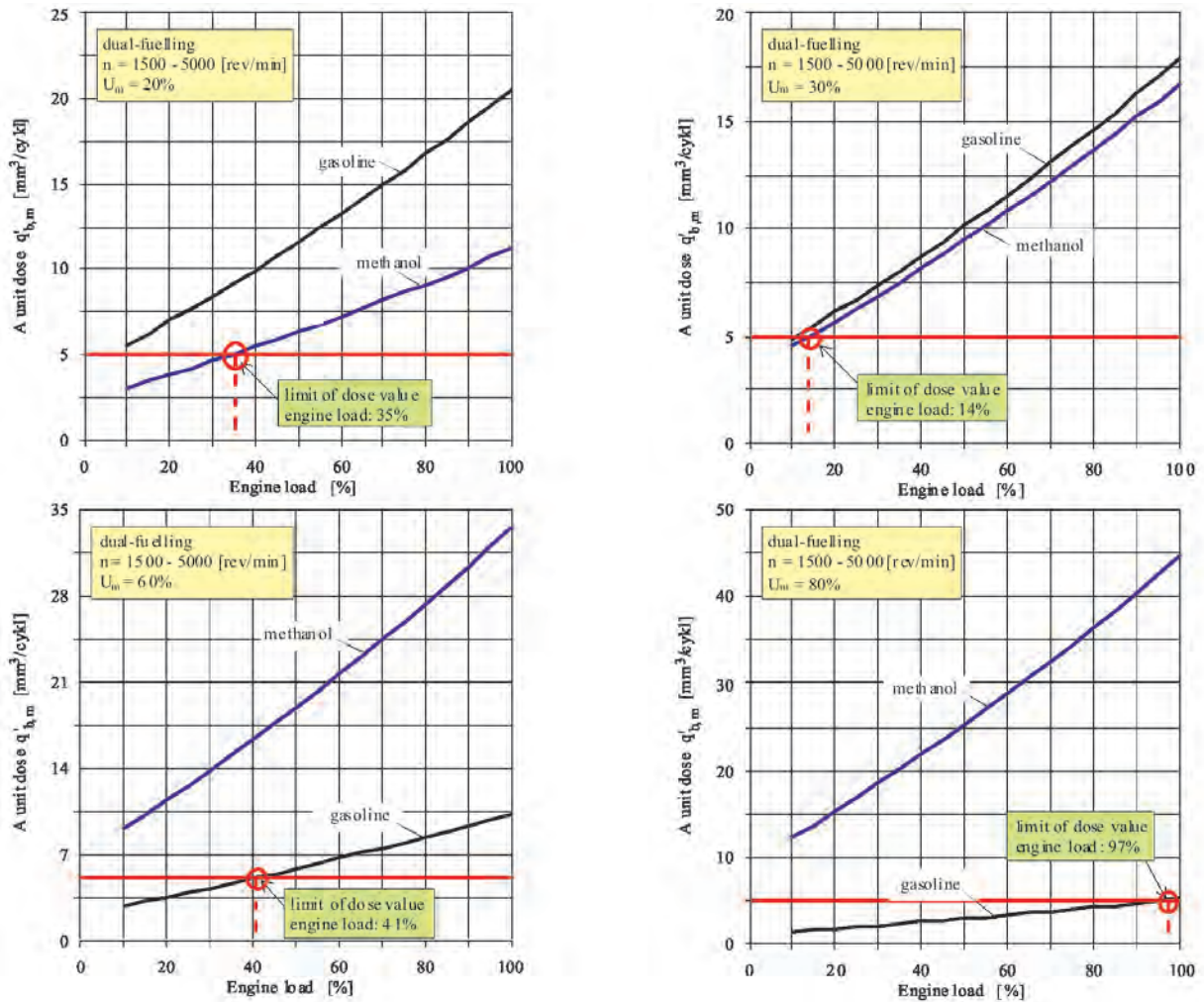


Fig. 6. Changes of elementary doses of methanol and gasoline for dual fuel supply of the Fiat 1100 MPI engine, for various fractions of the methanol
 Rys. 6. Zmiany dawek jednostkowych metanolu i benzyny przy dwupaliwowym zasilaniu silnika Fiat 1100 MPI dla różnych udziałów metanolu

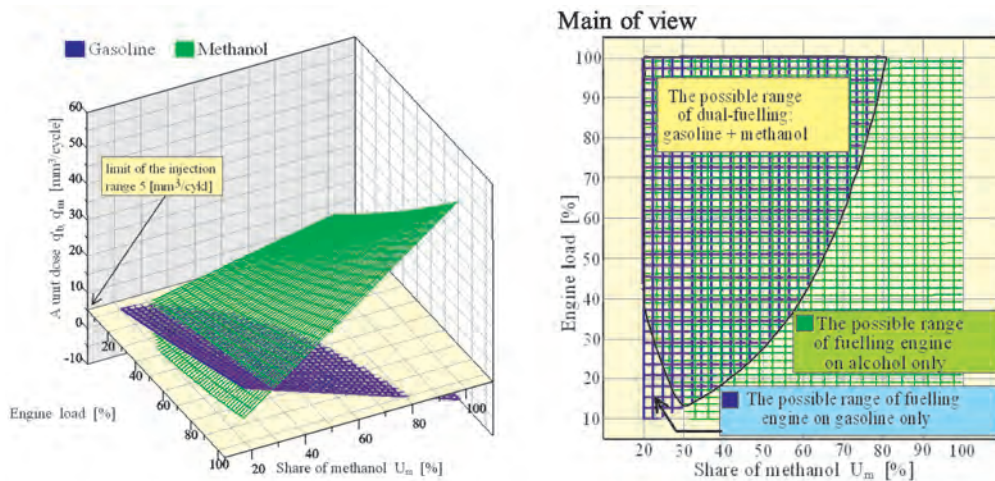


Fig. 7. Limitations of dual fuel supply according to criterion of maintained elementary doses of the fuels, greater than 5 mm³/cycle
 Rys. 7. Ograniczenia zasilania dwupaliwowego według kryterium zachowania dawki jednostkowej paliw większej od 5 mm³/cykl

elementary doses of the methanol q'_m and the gasoline q'_g , on which criterion of minimal dose was introduced, elevating horizontal plane p_e-U_m upwards with 5 units – Fig. 7.

Po podniesieniu stopnia sprężania o 1,5–2 jednostki istnieje możliwość osiągnięcia jeszcze lepszych parametrów pracy silnika, lecz w takiej sytuacji korzystnie jest

As result of intersection of the three planes one received ranges of possible engine operation with maintained criterion of minimal elementary dose of the injectors $q_{m,b} > 5 \text{ mm}^3/\text{cycle}$. In the field marked with blue line only, the engine should be supplied theoretically with the gasoline only. With the green color only was marked area, in which the engine should theoretically operate on pure methanol. And in turn, the area enclosed with black line denotes the area for which engine operation can occur in dual fuel system.

In the Fig. 8 are shown proposed ranges of investigated engine operation, taking into consideration of an effect of dual fuel supply on overall efficiency and emission of toxic components of exhaust gases. From these ranges is seen that the following areas of engine operation are possible:

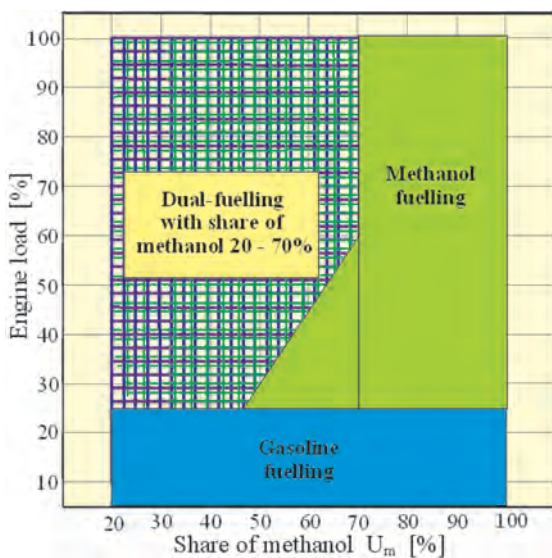


Fig. 8. Proposed ranges of engine fuelling in dual fuel system

Rys. 8. Proponowane zakresy zasilania silnika w systemie dwupaliwowym

- blue field (engine load lower than 25 %) – run on gasoline only,
- green field – run on methanol only,
- field with green and blue check – dual fuel supply with any fraction of methanol in range of 20–70 %.

In case of the compression ratio increased with 1.5–2 units, there exists a possibility of even better parameters of engine operation, however, in such situation it is advantageous to enlarge area of engine run on pure methanol with area of 85 %–100 % engine load. The plan of such engine feeding in dual fuel system with increased compression ratio is depicted in the Fig. 9.

4. Conclusions

Based on results of the performed investigations, one formulated the following conclusions of a general character. It has been ascertained that the dual fuel system discussed in the present paper:

- enables engine operation at high fractions of the methanol without problem of foliation of gasoline-alcohol mixture,

powiększyć obszar zasilania silnika samym metanolem o obszar obciążeń silnika 85 %–100 %. Plan takiego zasilania silnika w systemie dwupaliwowym o podwyższonym stopniu sprężania przedstawiono na rys. 9.

4. Podsumowanie

Na podstawie wyników badań sformułowano następujące wnioski o charakterze ogólnym. Stwierdzono, że zaprezentowany w niniejszej pracy system dwupaliwowy:

- umożliwia stosowanie dużych udziałów metanolu bez problemu rozwarstwiania się mieszaniny benzynowo-alkoholowej,
- pozwala na elastyczne dopasowywanie mapy zasilania silnika, biorąc pod uwagę stężenia spalin, osiągi i zalety obu paliw,
- daje możliwość równoczesnego zasilania silnika z obydwojema paliwami o zmiennym udziale alkoholu,

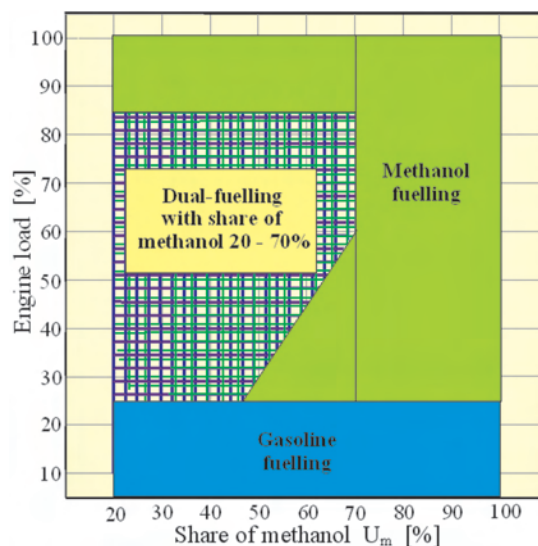


Fig. 9. Proposed ranges of engine fuelling in dual fuel system with increased compression ratio

Rys. 9. Proponowane zakresy zasilania silnika w systemie dwupaliwowym o zwiększonym stopniu sprężania

- umożliwia pracę silnika na samej benzynie lub samym alkoholu,
 - pozwala na pełniejsze wykorzystanie wysokiej LO metanolu (w obszarach zasilania samym alkoholem), zwłaszcza przy podwyższeniu stopnia sprężania o 1,5–2 jednostki.
- Ponadto w innych publikacjach [10–16] stwierdzono, że:
- dwupaliwowe zasilanie silnika benzyną i alkoholem metylowym daje możliwość poprawy parametrów silnika – sprawności ogólnej, maksymalnej mocy i maksymalnego momentu obrotowego, emisji THC, NO_x i CO_2 .
 - im wyższy udział alkoholu w całkowitej dawce, tym lepsze osiągi silnika – dla czystego alkoholu największe,
 - poziomy stężenie THC były niższe niż podczas spalania benzyny dla wszystkich udziałów, dla czystego alkoholu były 2–3 razy niższe,
 - stężenia NO_x przy zasilaniu dwupaliwowym były mniejsze tylko dla niskich i średnich obciążeń silnika oraz dla czystego

- enables flexible matching of fuel supply map, taking into consideration concentration of exhaust gases, performance, and advantages of the above fuels,
- provides possibilities of simultaneous fuelling of the engine with the both fuels with changing fraction of the alcohol,
- enables engine operation on pure gasoline only, or on pure methanol only,
- enables more complete utilization of high octane number of the methanol (in areas of fuelling with the alcohol only), especially at compression ratio increased with 1.5–2 units.

Moreover, in the publications [10–16] one has confirmed that:

- dual fuel fuelling of the engine with gasoline and methyl alcohol gives opportunity of improved engine performance – overall efficiency, maximal power output and maximal torque, emissions of THC, NO_x and CO₂.
- the higher fraction of the alcohol in total dose the better engine performance – for pure alcohol the performance is the best,
- levels of THC concentrations were lower than during combustion of gasoline in case of all fractions, in case of pure alcohol where 2–3 times lower,
- NO_x concentrations at dual fuel feeding were lower only in case of low and medium engine loads, and in case of pure alcohol were considerably lower with 40–60 % in complete field of the operation,
- CO concentrations:
 - at dual fuel feeding, were lower in area of higher loads,
 - in case of pure alcohol, levels of the concentrations were comparable to results obtained for the gasoline,
- at combustion of the methanol are present considerable differences with respect to combustion of the gasoline. The combustion occurred more dynamically at the beginning of the process and lasted shorter. In result, higher maximal pressures and higher rates of pressure growth are present.

Zdzisław Stelmasiak, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biala.

Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humansytecznej w Bielsku-Bialej.

e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl



Janusz Semikow, DEng. – doctoral student in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biala.

Dr inż. Janusz Semikow – doktorant na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humansytecznej w Bielsku-Bialej.

e-mail: jsemikow@poczta.onet.pl



- stężenia CO:
 - przy zasilaniu dwupaliwowym były niższe w obszarze wyższych obciążeń,
 - dla czystego alkoholu poziomy stężeń były porównywalne do wyników uzyskanych dla benzyny.
- przy spalaniu metanolu występują znaczne różnice w stosunku do spalania benzyny. Spalanie przebiegało bardziej dynamicznie na początku procesu i trwało krócej. W efekcie występują wyższe ciśnienia maksymalne i wyższe szybkości przyrostu ciśnienia.

Bibliography/Literatura

1. Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
2. Baczewski K., Kołdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie iskrowym. WKiŁ, W-wa 2005.
3. Kowalewicz A.: Metanol jako paliwo do silników spalinowych. Silniki Spalinowe nr 3-4, 1992.
4. Kotowski W., Klimiec J., Marcjasz-Siemiatkowska I.: Możliwości wykorzystania metanolu i jego pochodnych jako paliw silnikowych. Przemysł Chemiczny nr 80/1/2001.
5. Lotko W.: Studium zastosowań paliw alternatywnych w silnikach o zapłonie samoczynnym. Wyd. Politechniki Radomskiej, 1999.
6. Jakubowski J.: Silniki samochodowe zasilane paliwami zastępczymi. WKiŁ, 1987.
7. Maćkowski J.: Spalanie paliw naftowych zawierających dodatek etanolu w silnikach o ZI. część 1 i 2. Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, nr 114 i 115, 2003.
8. Maćkowski J.: Wady paliw tlenowych. część 2 i 3. Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, nr 73 i 74, 2000.
9. Majoch A. I.: Etanol w paliwach za i przeciw. część 1 i 2. Paliwa, oleje i smary w eksploatacji, nr 73 i 74, 2000.
10. Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Preliminary tests on dual fuel spark ignition engine fuelled with methanol and gasoline, Combustion Engines, No 3/2008, pp. 24-33, 2008.
11. Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Analysis of a chosen combustion parameters of dual fuel SI engine fuelled with alcohol and gasoline, Combustion Engines, No 2, pp. 26-36, 2009.
12. Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Some aspects of dual fuelling SI engine with gasoline and alcohol. 12th EAEC European Congress Bratislava EAEC 2009, June 29-July 1, 2009.
13. Stelmasiak Z., Semikow J.: The possibilities of improvement of spark ignition engine efficiency trough dual fueling of methanol and gasoline. Combustion Engines, No 3/2010, pp. 59-67, 2010.
14. Stelmasiak Z., Semikow J.: Niektóre aspekty zasilania paliwami alkoholowymi silników o zapłonie iskrowym, Logistyka nr 6/2011.
15. Stelmasiak Z.: A New Concept of Dual Fuelled SI Engines Run on Gasoline and Alcohol, The Archives of Transport, nr 2/2011, pp. 73-85, 2011 r.
16. Pietras D., Gilowski T., Knefel T.: A program to analyze the combustion process in diesel engine, Combustion Engines No. 3/2011 (146), ISSN 0138-0346.
17. en.wikipedia.org/wiki/Alcohol_fuel#Alcohol_in_Brazil
18. http://pl.wikipedia.org/wiki/%C3%89tienne_Lenoirwww.ciop.pl/10060
19. www.ciop.pl/10060
20. www.en.wikipedia.org/wiki/Common_ethanol_fuel_mixtures
21. www.en.wikipedia.org/wiki/Flexible-fuel_vehicle

Emissions of the combustion engine as a source of cold for its extreme intercooling

This paper contains results of mathematical modeling connected with non-conventional energetic system using the cooling combustion engine (the engine cooling circle is the ejector of absorption cooling). We especially have focused on the influence of a more intensive cooling on the engine ecological parameters. The paper is a continuation of previous publications and focuses on the results of the designed mathematical model of particulate matter formation and its experimental verification under extreme intercooling. Our previous achievements were already presented on scientific conferences and in professional journals.

Key words: non-conventional energetic system, cooling combustion engine, extreme intercooling, PM formation

1. Introduction

Permanent increase in primary energy prices lead the whole energetic industry to look for more efficient methods of producing energy or design new machinery using energy at lower thermal potential levels.

To deal with the above mentioned issue, it is important to maintain both economic and commercial balance. Apart from these criteria it is also necessary to meet the ecological aspects and to create reliable system which provide enough energy in the future.

One area of the current development of existing combustion engines focuses on possibilities of using exergy generated by energetic machinery.

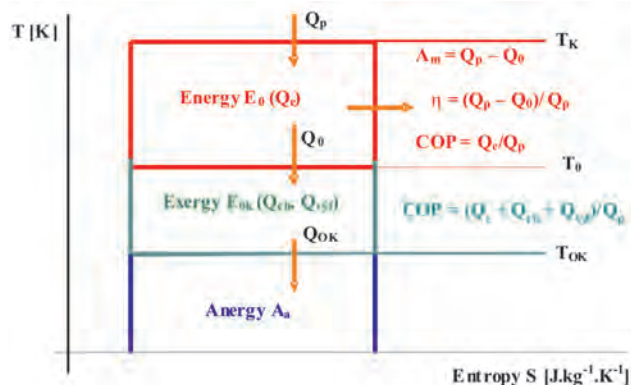


Fig. 1. Carnot cycle and coefficient of performance

Thermal efficiency of reversible Carnot cycle – Fig. 1 – expresses how much input thermal energy was transformed into work within the limits of temperatures $T_K > T_0$. However, it does not express the magnitude of maximum efficiency of input thermal energy. The maximum temperature gradient, which can be achieved in a real cycle, is the gradient related to the minimum temperature – ambient temperature T_{OK} . The loss in thermodynamic processes in thermal machinery is an amount of heat having a temperature higher than the ambient temperature T_{OK} and lower than the temperature T_0 . Though it does not mean that this amount of energy – exergy having

the temperature T in the range of $T_{OK} < T < T_0$ cannot be used in other thermal processes. The amount of energy having the temperature lower than the ambient temperature $T < T_{OK}$, which remains non-usable, is referred to as anergy.

2. Cooling combustion engine

An energetic source such as a combustion engine can be assessed by the coefficient of performance (COP). The value of the coefficient of performance gives an attainable useful output per unit of supply of the given equipment. There is an objective to attain the highest possible level of the COP. In the case of the combustion engine, to simplify the illustration of the COP value, we used Carnot circulation – Fig. 1.

In a classic combustion engine chemically bound energy in air-fuel mixture is converted into thermal energy and by means of a mechanism is transformed to mechanical energy. A substantial part of thermal energy is taken away by the engine cooling and by exhaust gases, which is disadvantageous. To achieve more efficient use of thermal energy gathered from the burning of air-fuel mixture in the combustion chamber of the engine, cogeneration units are used. It is actually an additional use of thermal energy of the coolant and exhaust gases in exchangers.

Another possibility of using the combustion engine cooling medium is its combination with the independent absorption cooling equipment via the heat pipe. The pipe provides the supply of the engine cooling medium into the generator (expeller) of the absorption cooling equipment. Such an arrangement does not enable to make use of the usable temperature gradient. To perform simultaneously occurring processes the mechanical work of the engine on the one hand, and the heating of its cooling medium on the other hand, two independent sets of equipment are required. The amount of output performed by the combustion engine in the energetic system – Fig. 2 – can be defined for the cases:

- after-expansion part of energy bound by exhaust gases and in the cooling system is referred to as anergy [3],

$$A_m = E_0 = Q_p \cdot (1 - T_0/T_K) \approx Q_c$$

– as exergy [3],

$$A_c = E = Q_p \cdot (1 - T_{OK}/T_K) \approx Q_c$$

A_c represents the maximum performance achievable in the system defined by means of the energetic system. The value of the achieved performance (corresponding to thermal flow Q_c) influences the assessment of energetic efficiency of thermal equipment and energetic systems.

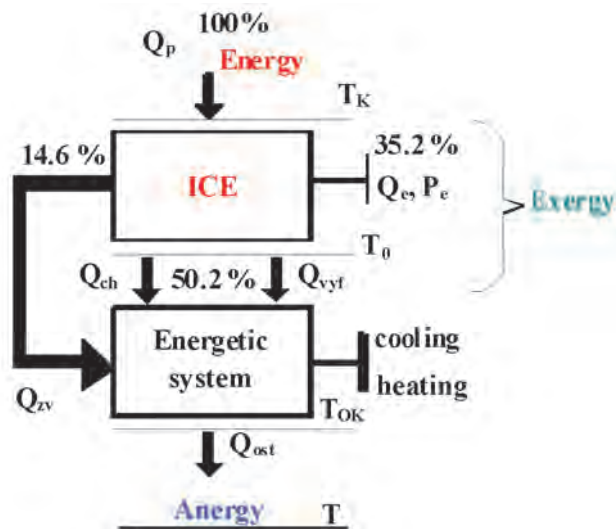


Fig. 2. A scheme of energetic system

The combustion engine with a non-conventional cooling circuit – cooling combustion engine can be used as an element for qualitatively new equipment designed for more effective use of fuel energy by means of a non-conventional progressive principle of transformation of heat to cold via thermo compression.

Non-conventionality of the combustion engine used in the solution of the non-conventional energetic unit is given by a new construction of its cooling system. The cooling system as part of the absorption cooling equipment is to provide the evaporation process. In order to provide the evaporation process it is necessary to use a non-conventional coolant in the engine jacket. The coolant features other physical properties than the original coolant.

Due to the above mentioned reason of the combustion engine cooling by means of the non-conventional coolant it was necessary to examine heat transfer – energy from the cylinder liner into the fluid and flow in its vicinity.

To assess the flow and heat transfer in the inserted cylinder vicinity the below parameters were chosen and further examined:

- pressure field in the chamber of the inserted cylinder – Fig. 3,
- temperature field of heat transfer – Fig. 3,
- velocity field – Fig. 4,
- thermal state of the cylinder liner on the side soaked with fluid – Fig. 4,
- field of turbulent intensity on the cylinder liner – Fig. 5,

- streamlines for observation of the coolant flow pathways – Fig. 5,
- value of the specific heat flow through the cylinder liner.

Not only on the basis of the mentioned modeling but also on the basis of results from the performed experiments it can be said that the combustion engine as the expeller for the absorption cooling system will be suitable for a long-term operation when an alternate coolant is used. Possible schemes of usage are illustrated in Fig. 6. At present the optimization of control for such an energetic system equipped with a cooling combustion engine is being resolved.

The cooling engine can be used in the motor vehicle transporting cargo which requires cooling but also to provide comfort in the passenger and service space. The produced cold can also be used for the cooling of charging medium for the combustion process to improve combustion parameters. That was the reason why the influence of extreme intercooling of charging medium on ecological parameters of the engine, with special focus on PM formation was examined.

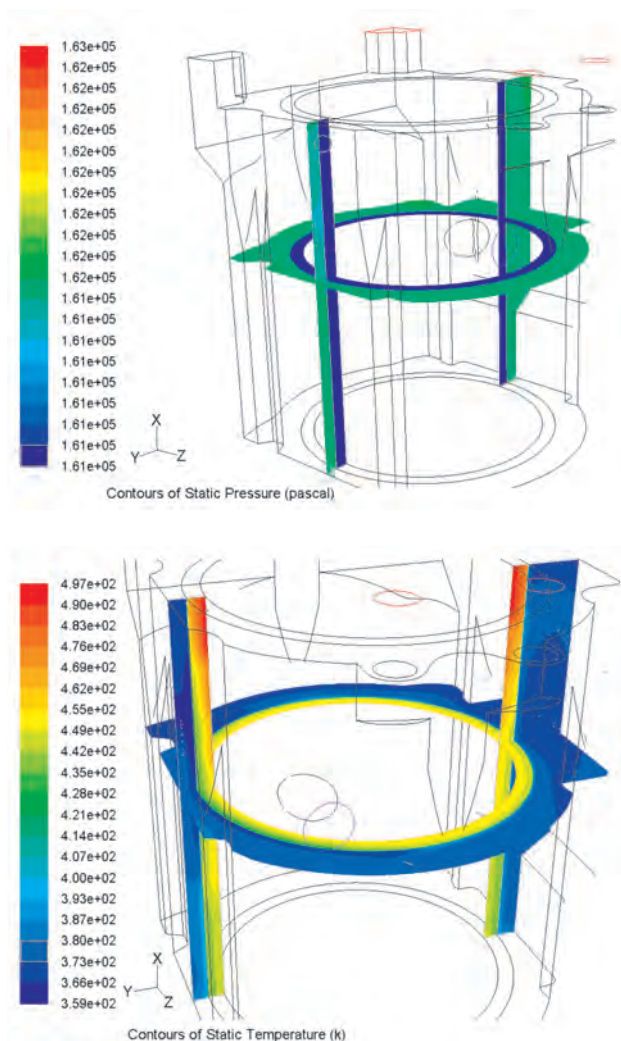


Fig. 3. Pressure and temperature distribution in the inserted cylinder chamber

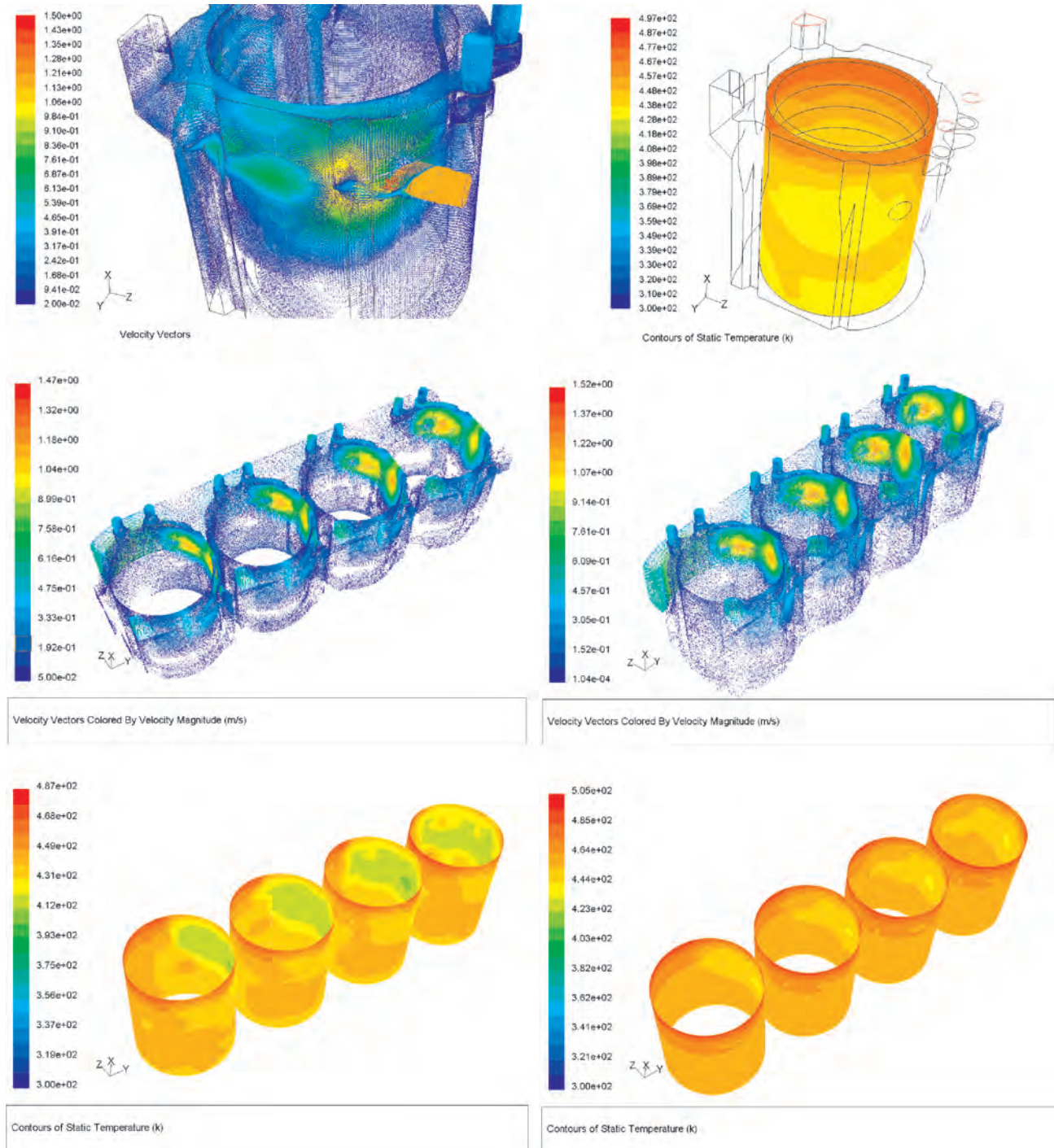


Fig. 4. Velocity field in the vicinity of the inserted cylinder and the liner temperature profile from the side soaked with fluid; velocity fields of flow (above: water, below: alternative coolant); temperature profile for water – left, for alternative coolant – right

3. Extreme intercooling of charging air and particulate matters – experiment

Quantity, composition and size of particulate matters depend on the combustion engine working regime and on the temperature achieved in the system: cylinder – exhaust pipe – atmosphere.

Within the experiment – Fig. 6 (series of comparative measurements on the outer – main torque characteristic of the engine) four thermal states were observed during which the quantity of PM emitted by the combustion engine was analyzed:

- ORIG – during this state the system operated in the original regime, i.e. without intercooling of charging air,
- MCH1° – charging air was cooled in the intercooler air – air ($t_{\text{chladiva}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$),
- MCH2° – charging air was cooled in two stages, in the intercooler air – air (ambient temperature) and, subsequently in the intercooler air – water ($t_{\text{chladiva}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$),
- MCH2°+ice – the system MCH2° with intensive cooling, intercooler air – water ($t_{\text{chladiva}} = 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$).

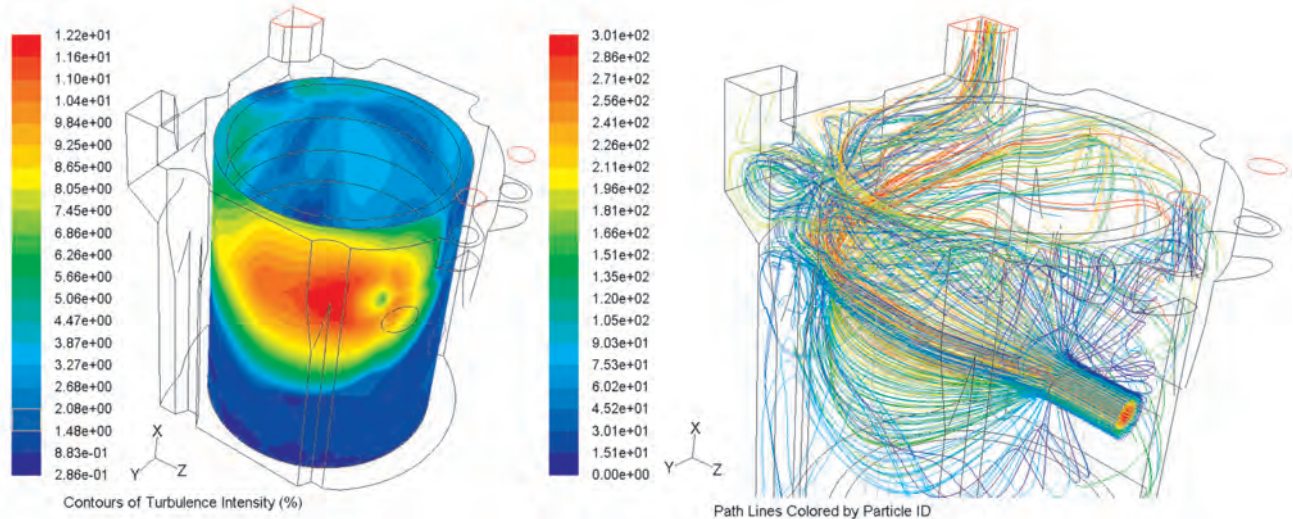


Fig. 5. Turbulence intensity on the cylinder liner and streamlines of the flow field

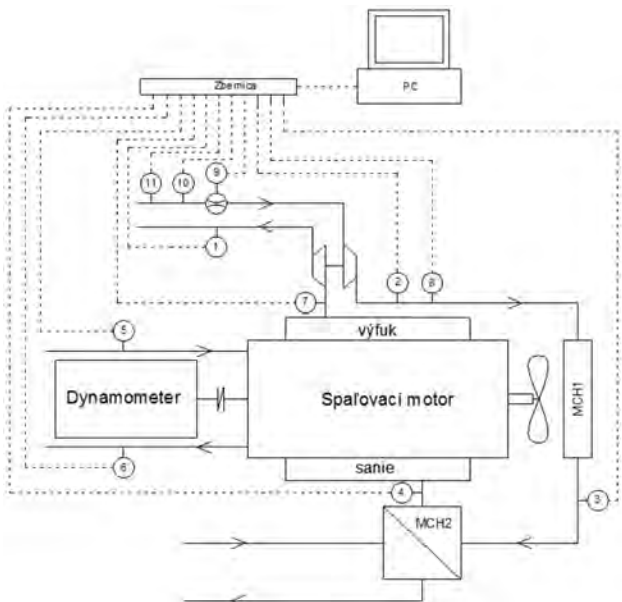


Fig. 6. Scheme of the test bench

Fig. 7 shows the changes in amounts of PM emitted by the combustion engine in five torque regimes of the crankshaft during three modes of charging air intercooling compared with the original state, i.e. without any additional intercooling.

The experiment showed that when the temperature of the charging air decreased, the amount of PM produced by the combustion engine also decreased. The total amount of PM thus shows the dependence on the charging air temperature. The graphical dependences Figs. 8–12 illustrate the found correlations between the decrease in the charging air temperature due to the influence of used intercooling and the decrease in the amount of PM emission. Because of the predictive value of the mentioned correlation dependence the new y-axis represents a percentage decrease – increase of the charging medium temperature

and a percentage decrease – increase of the amount of PM. The x-axis represents three sectors – three ways of used intercooling. 100 percent at the beginning of both curves represent the initial temperature of the charging medium and the initial value of MP amount without intercooling, i.e. at the “org” state.

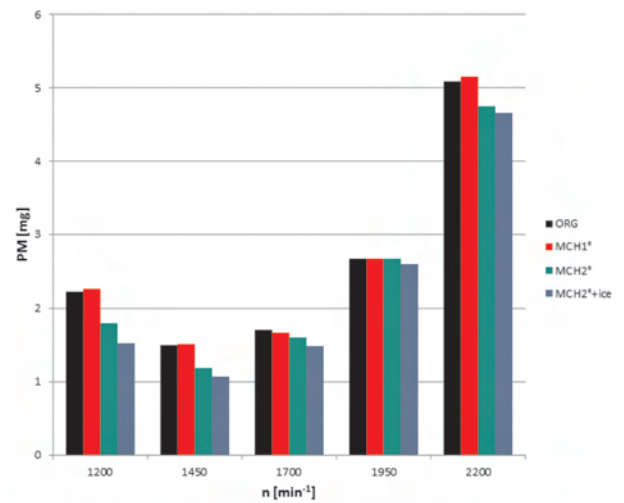


Fig. 7. PM emission by CE in analyzed modes of intercooling

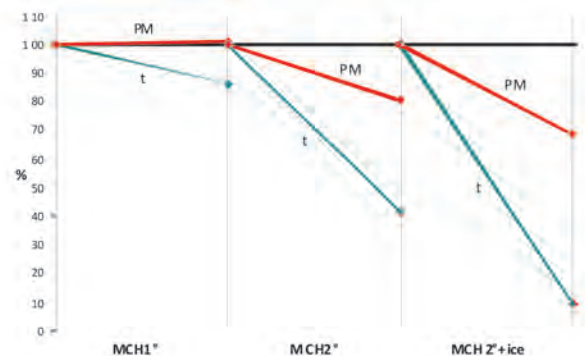


Fig. 8. Dependence of t and PM at n = 1200 min⁻¹

At 1200 min⁻¹ the air temperature in the location behind MCH2 without intercooling was 44.5 °C. The recorded decrease of this value – Fig. 8 was, due to the used modes of intercooling, 6.2 °C for MCH1°, 26 °C for MCH2° and 40.2 °C for MCH2°+ice. The PM amount compared with the value without intercooling decreased by 19.4 % for MCH2° and 31.5 % for MCH2°+ice.

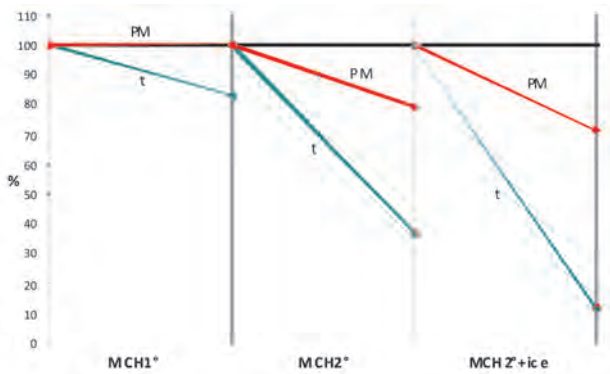


Fig. 9. Dependence of t and PM at n = 1450 min⁻¹

The decrease in charging air temperature at the speed of 1450 min⁻¹ – Fig. 9 has an almost identical character as in the previous case. The relative temperature increased up to 54.6 °C and intercooling caused the decrease in temperatures by 17 % for MCH1°, for MCH2° by 63.2 % and for MCH2°+ice by 88.3 %. Due to the intercooling (air/air) the amount of PM emission decreased by 20.7 % for MCH2° and for the intercooling of MCH2°+ice by as much as 28.7 %.

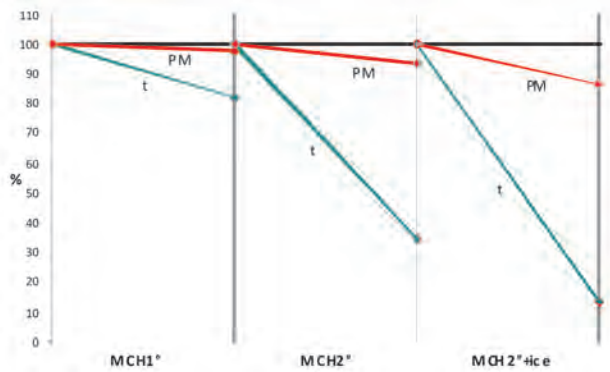


Fig. 10. Dependence of t and PM at n = 1700 min⁻¹

The relative temperature of the charging air at the speed of 1700 min⁻¹ was 61.5 °C – Fig. 10. The difference of the charging air temperature at MCH1° represented a decrease by 18.2 %, at MCH2° by 65.2 % and at MCH2°+ice by 86.3 % – to the value of 8.4 °C. The PM amount decreased for MCH1° by 2.3 %, for MCH2° by 6.4 % and for MCH2°+ice by 13.5 %.

The charging air temperature at the input to the engine for the “org” state at the speed of 1950 min⁻¹ was 72 °C. Its decrease due to the intercooling – Fig. 11 was for MCH1° 22.5 %, for MCH2° 67.9 % and for MCH2°+ice 84.6 %. In

this speed regime only minimal decrease in the amount of PM in exhaust gases was recorded.

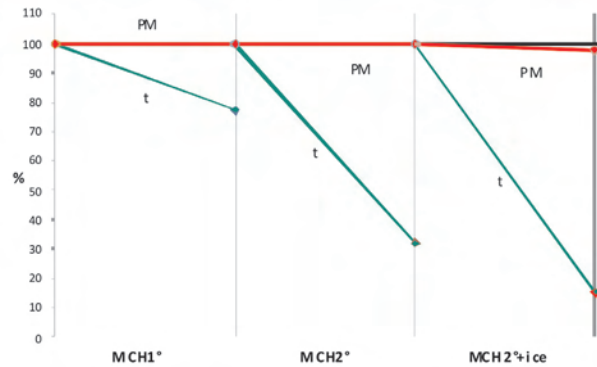


Fig. 11. Dependence of t and PM at n = 1950 min⁻¹

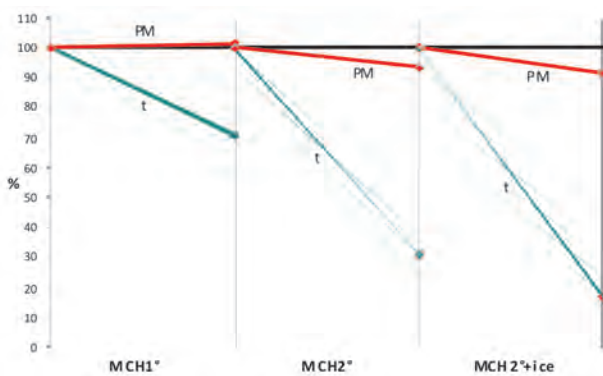


Fig. 12. Dependence of t and PM at n = 2200 min⁻¹

The initial temperature of the charging air at the input of the engine at the speed of 2200 min⁻¹ was 79.1 °C. Fig. 12 illustrates the decrease in temperature due to the use of all three modes of intercooling, namely the decrease by 29.5 % for MCH1°, 69.2 % for MCH2° and by 83.3 % for MCH2°+ice. The decrease in the produced PM amount was observed more markedly for MCH2° and MCH2°+ice by 6.7 % and 8.5 % respectively.

4. Model of PM formation

To predict the amount of soot during combustion of air-fuel mixture in the combustion chamber we come out of two main groups of models respecting:

- the influence of selected constructional parameters – correlation group,
- soot formation phenomena in the real combustion chamber – physical and chemical group.

The created simulation model belongs to the group of correlation models. It comes out of the existing model created by the authors C. Argachoy (São Bernardo do Campo SP Brazil) and A. P. Pimenta (São José dos Campos, SP Brazil) giving empirical relations from which the values serving as boundary conditions and parameter for calculation were obtained.

To characterize mass and velocity flows of the fuel leaving the nozzle opening, at least two out of three following coefficients are needed (Brasil model):

- coefficient of fuel nozzle displacement,
- coefficient of contraction,
- velocity coefficient of injected fuel.

The coefficient of displacement (given by the product of the remaining two) characterizes the fuel mass flow while the remaining two characterize motion fuel flow.

Other important data are as follows:

- fuel spray dispersion angle,
- liquid length,
- start length,
- equivalence ratio of the system (oxidant-fuel ratio to oxidant-fuel ratio in the stoichiometric mixture).

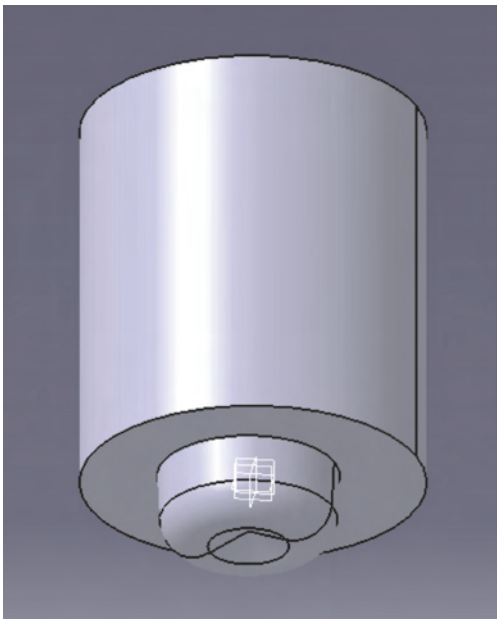


Fig. 13. 3D model of the cylinder and combustion chamber with piston at the bottom dead center

The combustion space model was created in the graphical CAD program CATIA V5R20 according to the real dimensions – Fig. 13. In the program environment GAMBIT, a mesh for the cylinder HEX/WEDGE volume and for the combustion space TET/HYBRID volume was defined. Fig. 14a shows a mesh of the cylinder and combustion space volume. Fig. 14b shows a cross section of the cylinder and combustion space meshing.

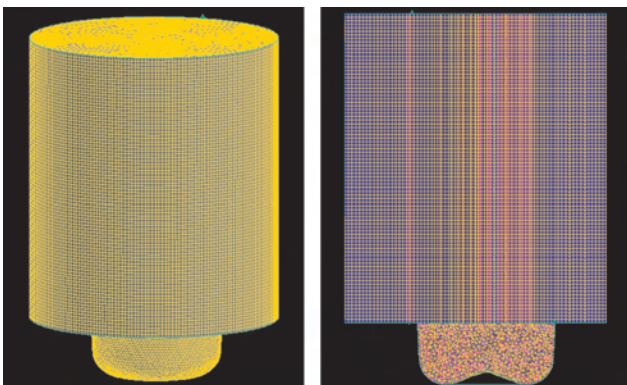


Fig. 14 a, b. Mesh of the volume and its cross section

The meshed volume was exported to the program FLUENT in which boundary conditions for fuel injection were defined. At the injection modeling and combustion simulation, and thus at PM formation, liquid fuel – n-heptane (C_7H_{16}) was considered. Its physical and chemical characteristics which are almost identical with diesel fuel enable its use for simulations in the chosen program environment.

The process of combustion simulation was preceded by determining and defining the position of ejection nozzle openings because the nozzle and its holder are mutually directionally oriented.

Figs. 15–17 show graphical outputs of modeling of fuel injection into the combustion chamber at different degrees of the crankshaft rotation.

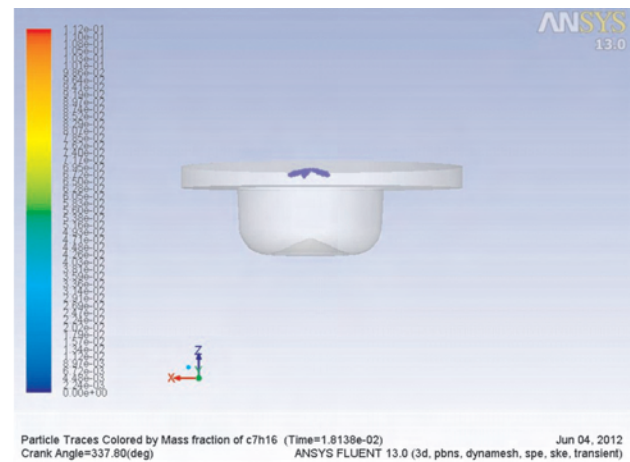
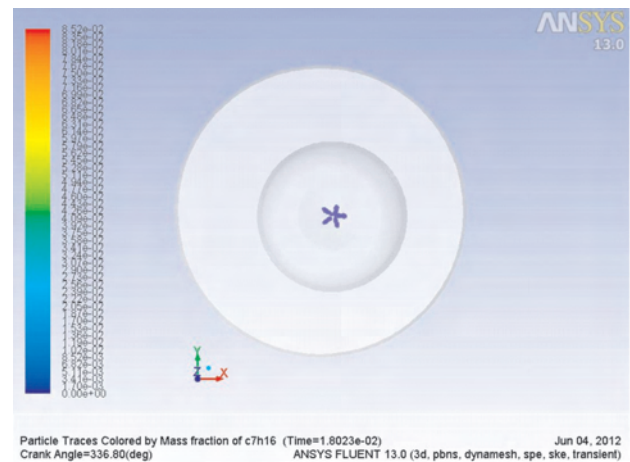


Fig. 15. Beginning of injection (planes xy and xz); pre injection 24°

The influence of air whirling can be seen in Fig. 17 (whirl number 2) in the combustion chamber on a ray of injected fuel which was taken into consideration during the simulation.

The Eddy dissipation model was used as a simulation model. It is based on an assumption that a chemical reaction compared with other transportation processes is a rapid process. As soon as the reactants of a chemical reaction are mixed, products originate. The model assumes a direct connection between the speed of a chemical reaction and time needed

for mixing the reactants on a molecular level. The time is a dominant factor of whirling characteristics at turbulent flows and that is why the velocity is proportional to the mixing time defined by turbulent kinetic energy. It ignores chemical kinetics and is based only on a mixing ratio of reactants entering the chemical reaction. It can be used for simulations of combustion of heterogeneous mixtures. The turbulence model is $k-\epsilon$. The following conditions were declared as boundary for the simulation of combustion:

- temperatures of the piston bottom, cylinder head and cylinder,
- temperature and pressure of air in the cylinder at the beginning of compression,
- whirl number,
- fuel (C_7H_{16}),
- oxidizer (O_2).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_{soot}) + \nabla \cdot (\rho \nabla Y_{soot}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_{soot}} \nabla Y_{soot} \right) + R_{soot}$$

in which is: Y_{soot} – soot mass fraction, σ_{soot} – turbulent Prandtl number of soot transport, R_{soot} – net rate of soot generation.

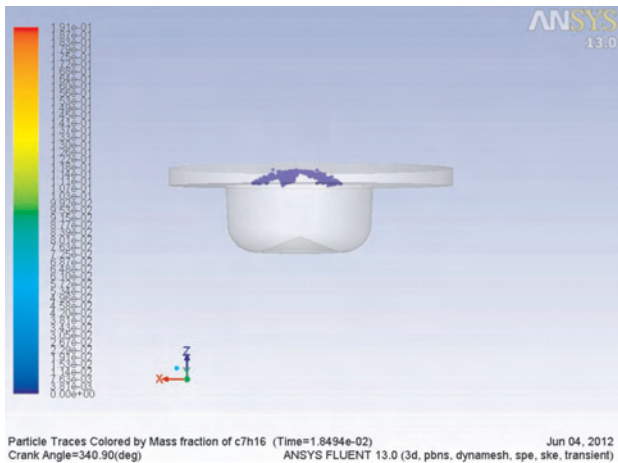
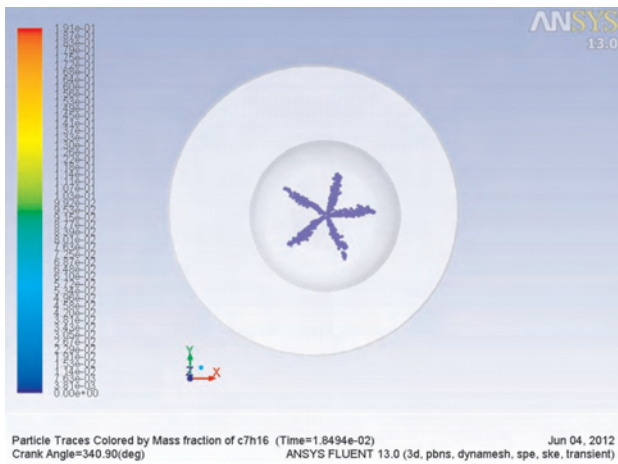


Fig. 16. Injection phase (planes xy and xz)

The simulation was taking place during the compression and expansion strokes of the piston. The graphical output of combustion of n-heptane and air mixture in the combustion space during the expansion can be seen in Fig. 18. Khan and Greeves “one-step” model was used for simulation of originating soot. The formation of soot is resolved according to the below equation (Peters, 2000):

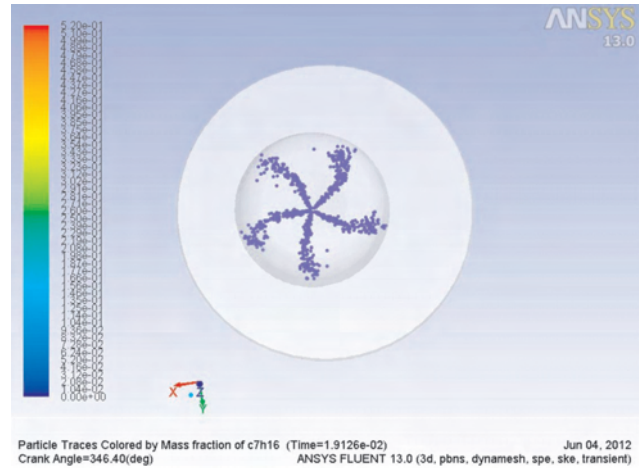


Fig. 17. Influence of air whirling (plane xy)

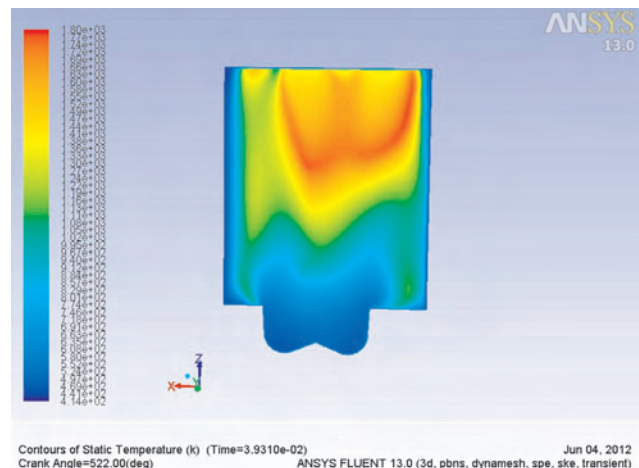


Fig. 18. Combustion of C_7H_{16} and air mixture

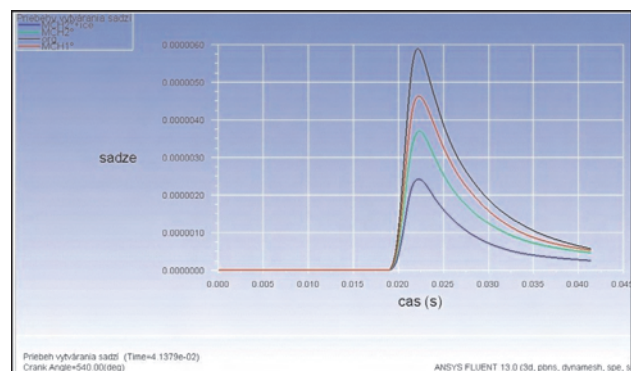


Fig. 19. Course of soot mass fraction (compression and expansion strokes)

The course of soot mass fraction (from the total amount = 1) in dependence on time is shown in Fig. 19. The soot mass formed within one cycle showed a decreasing trend due to the used ways of intercooling. The total soot mass fraction towards the end of expansion is for:

- org $5.7187 \cdot 10^{-7}$,
- MCH1° $5.2752 \cdot 10^{-7}$,
- MCH2° $4.6685 \cdot 10^{-7}$,
- MCH2°+ice $2.5430 \cdot 10^{-7}$.

5. Conclusion

Percentage changes in PM amounts gathered through the experiment (Δ_{ex}) and simulation (Δ_{si}) for the considered intercooling for the maximum value of the engine momentum compared with the “org” state is as follows:

- for MCH1° [%] $\Delta_{\text{ex}} = 0.7$; $\Delta_{\text{si}} = 7.7$;
- for MCH2° [%] $\Delta_{\text{ex}} = 20.7$; $\Delta_{\text{si}} = 18.4$;
- for MCH2°+ice [%] $\Delta_{\text{ex}} = 28.7$; $\Delta_{\text{si}} = 55.1$.

In conclusion we can say that the results achieved by the created prediction model of soot formation for the maximum value of the engine torque show the decrease in soot amount with the increasing intensity of intercooling.

The positive influence of the charging air reduced temperature on the formation of PM emitted by the combustion engine during air-fuel combustion was confirmed. The differences between results gathered experimentally and through simulation are caused by simplifying assumptions at modeling (mainly due to ignoring the fraction of absorbed hydrocarbons on soot surface). Another source of difference in the results is the fact that the simulation took place directly in the engine cylinder while the exhaust gas samples were taken from the exhaust pipe (possible accumulation of amounts from other cylinders and influence of the valve overlap).

Acknowledgements

This contribution was created within the framework of the project KEGA 038ŽU-4/2011, which are supported by the Ministry of Education of the Slovak Republic.

Nomenclature

A_m	mechanical work
COP	coefficient of performance
ICE	internal combustion engine
MCH1°	air-to-air intercooling
MCH2°	air-to-air and water-to-air intercooling
MCH2°+ice	air-to-air intercooling and extremely water-to-air
C_7H_{16}	n-heptane
orig	system without air intercooling
P_e	efficient performance
PM	solid particulates
Q_{ch}	heat removed by cooling
Q_e	efficient heat
Q_{ost}	other heat
Q_0	heat removed
Q_p	heat supplied
$Q_{\text{výf}}$	exhaust heat
Q_{zv}	residual heat
R_{soot}	net rate of soot generation
t	temperature
T_{OK}	ambient temperature
v	fuel injection speed
Y_{soot}	soot mass ratio
ρ	fuel density
σ_{soot}	turbulent Prandtl number for soot transport
μ	loss coefficient

Bibliography

- [1] Argachoy C., Pimenta A.P.: Phenomenological model of particulate matter emission from direct injection diesel engines. 2005. 2012 [online]. [cit. 15.01.2012]. <http://www.scielo.br/pdf/jbsmse/v27n3/25398.pdf>.
- [2] Bradley D., et. al.: The measurement of laminar burning velocities and Markstein numbers for iso-octane-air and iso-octane-n-heptane-air mixtures at elevated temperatures and pressures in an explosion bomb. 1998. 2012 [online]. [cit. 17.01.2012]. http://leva.leeds.ac.uk/men6ml/COMBUST/Our_Publications/OctanePaper.pdf.
- [3] Hlavňa V., Kovalčík A., Toporcer E.: Extremely low temperatures of diesel engine air charging. Žilina: Edis, s. 113, 2011.
- [4] Hlavňa V., et. al.: A non conventional energetic unit with a cooling combustion engine. Žilina: Edis, 2008.
- [5] Khan I.M., Greeves G.: Factors affecting smoke and gaseous emissions from direct injection engines and a method of calculation. SAE Technical Paper nr 730169, 1973.
- [6] Lakshminarayanan P.A., Aghav Y.V.: Modelling diesel combustion. London: Springer, s. 305, 2009.
- [7] Merksz J.: Emisja czastek stalych przez silniki spalinowe o zaplonie samoczynnym. Poznań: Wydawateľstwo Polytechniki Poznanskiej, s. 233, 1997.
- [8] Peters N.: Turbulent combustion. Cambridge University Press, s. 304, 2000.

Prof. Hlavňa Vladimír, DSc. DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Žilina, SK
e-mail: vladimir.hlavna@fstroj.uniza.sk



Mr. Krakovský Jozef, DEng. – Faculty of Mechanical Engineering at University of Žilina, SK.
e-mail: jozef.krakovsky@gmail.com



Analysis of marine combustion engine processes with vibroacoustic methods for environment protection strategy

The paper describes the method of a sea boats online diagnostic with the use of the main and accompanying processes analyses. The paper concerns injection and combustion processes taking place in internal combustion engines of the military boats. Authors chosen vibroacoustic processes in the research to obtain the important diagnostic information on the above processes runs and their correctness in the sources of a drive of the HDV off-road water transport vehicles. The specified method of a digital data acquisition for dynamic processes in such combustion engines and sort of diagnostic parameters taken into account were basis of the required empirical research process and further signal analyses. High accuracy of the measurement methodology and process with additional conditions caused the authors could take the obtained signals to the parallel, combustion engineering and vibroacoustic engineering process, according to which they extract important information on the combustion processes runs and their problems. Identification of such problems and its type was helpful to build algorithm of the diagnostic assessment of such processes in the point of view of building diagnostic system for such military boats with the regime of the efficiency of the energy changes and emission control in the all exploitation period.

Key words: vibroacoustic diagnostics, injection and combustion processes, HD-D marine engine, digital signal analysis, emission assessment and control

Analiza procesów zachodzących w spalinowych silnikach okrętowych za pomocą metod wibroakustycznych dla strategii ochrony środowiska naturalnego

W artykule przedstawiono metodę ciągłej diagnostyki jednostek pływających z zastosowaniem analiz procesów głównych i towarzyszących. Praca dotyczy procesów wtrysku i spalania paliwa w silniku spalinowym rozważanych dla jednostek pływających. W ramach pracy badawczej wykorzystano procesy wibroakustyczne, celem uzyskania istotnych diagnostycznie informacji o poprawności przebiegu tychże procesów w napędach środków transportu wodnego kwalifikowanych do grupy HDV o zastosowaniach pozadrogowych. Podstawą wymaganego procesu badań empirycznych i następujących po nim analiz sygnałów była zastosowana ściśle określona dla procesów dynamicznych metoda cyfrowej akwizycji danych oraz rodzaj uwzględnionych w analizie parametrów diagnostycznych. Duża dokładność metodyki pomiarowej i procesu wraz z uwzględnieniem warunków uzupełniających umożliwiły dokonanie oceny uzyskanych sygnałów w ramach analizy inżynierskiej procesu spalania i oceny wibroakustycznej, zgodnie z którymi wybrano ważne informacje o przebiegu procesów spalania i nieprawidłowościach w nich występujących. Identyfikacja tychże nieprawidłowości i wskazanie ich rodzaju stanowiło bazę do opracowania algorytmu oceny diagnostycznej powyższych procesów, z punktu widzenia budowy systemu diagnostycznego dla zastosowań okrętowych przy uwzględnieniu zmian sprawności energetycznej w obiekcie i kontroli emisji w całym okresie eksploatacji obiektu technicznego.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, procesy wtrysku i spalania paliwa, okrętowy silnik typu HD-D, analiza cyfrowa sygnału, ocena i kontrola emisji

1. Problem of toxic compounds emission from combustion engines of water means of transport

The basic coefficient of the engine toxic emission is a specific emission of the toxic compound e_{zT} [g/(kW·h)]. For the known run of the specific emission of the screw propeller characteristic $e_{zT} = f(n)$, an emission stream for a toxic compound is influenced by a power value which corresponds with specific torque of the propeller system, for a specific engine speed, according to an equation [1–3, 6]:

$$E_{zTi} = e_{zTi} \cdot P_{ei} \quad [g/h] \quad (1)$$

where: $e_{zTi} = f(n, W_{zi} = \text{const})$ – specific emission of Z_T toxic

1. Problem emisji składników toksycznych z silników spalinowych środków transportu wodnego

Podstawowym wskaźnikiem emisji zanieczyszczeń zawartych w spalinach emitowanych przez silnik do atmosfery jest emisja jednostkowa związku toksycznego spalin e_{zT} [g/(kW·h)]. Przy znanej charakterystyce śrubowej emisji jednostkowej związku toksycznego $e_{zT} = f(n)$ o wartości natężenia emisji i -tego związku do atmosfery decyduje wartość mocy odpowiadająca aktualnemu obciążeniu układu napędowego, przy określonej prędkości obrotowej, zgodnie z zależnością [1–3, 6] – wzór (1):

gdzie: $e_{zTi} = f(n, W_{zi} = \text{const})$ – emisja jednostkowa związku

compound; $P_{ei} = f(n, WZ_i = \text{const})$ – engine power; n – engine velocity; WZ – outside conditions.

Description of internal combustion engines charging process is the most important task for assessment of toxic characteristics. Comparing engines of surface traction vehicles, aviations means of transport and other sources of a drive used in special systems, operation conditions for engines used in ships main propeller systems are specific, being shaped by resistance characteristics of boat unit and characteristics of shipborne propellers. At present (and probably in the nearest future of the sea-borne transport development) such conditions corresponds with generally used ship units with displacement ship hull and classical solutions of the screw propellers with constant pitch.

Engine work conditions and its toxic compounds emission are mostly created by so-called outside conditions, among which (because of important influence of line resistance of a hull) one can point at floating in restricted water regions (limited water depth and in waterways), floating in a storm, changes of a ship hull draught (e.g. because of loading increase, changes in tank and loading spaces ballasts) or water density changes, geometrical changes of outside parts and ship hull roughness as a result of its corrosion. Real conditions and processes of ships operation, regardless of given settings of power transmission system, can be both static and dynamic, according to processes runs of parameters in this system, and consequently both power and emission from main drive engines. Changes of the ship unit route (start, acceleration, deceleration) have also the influence on engine work conditions and its toxic compounds emission. Characteristics of such emission, as a functional relations describing phenomena that corresponds with charging of a ship main transmission system, are of the empirical nature. Emission tests created on the basis of empirical research performed in the real operation conditions are considered in the commonly used methods of the emission characteristics for internal combustion engines. Accuracy of emission evaluation depends on accuracy of the emission tests representation in relation to real operation conditions of engines described with engine speed and load. According to the ISO 8178 regulation for main drive ships engines, the present tests of such type are based on theoretical power screw characteristics $P_e = a \cdot n^3$ and are helpful in specific toxic compounds emission evaluation during test bench research.

Toxic compounds emissions changes as a result of alterations came from outside work conditions of a ship movement system are caused by any case effective power variations taken by the changed ship hull resistance, what means that they can be evaluated on the basis:

- load ship hull characteristics with consideration of influence of the water depth on a hull resistance, additional resistances during storm from wind and wave, changes of the ship hull draught and its surface roughness;
- power characteristics as a function of a ship speed;
- full-load characteristics;
- screw propeller characteristics of power for main drive engines;

toksycznego (ZT); $P_{ei} = f(n, WZ_i = \text{const})$ – moc silnika; n – prędkość obrotowa silnika; WZ – warunki zewnętrzne.

Najbardziej istotnym zadaniem z zakresu wyznaczania charakterystyk toksyczności silników spalinowych jest opis rzeczywistego procesu ich obciążeń. W porównaniu z silnikami stosowanymi w trakcji drogowej, powietrznej oraz w napędach innych urządzeń specjalnych, warunki użytkowania okrętowych silników napędu głównego są specyficzne, kształtowane przez charakterystyki oporowe jednostki pływającej i charakterystyki pędników okrętowych. Na obecnym etapie (i przypuszczalnie w najbliższym okresie rozwoju transportu morskiego) warunki te odpowiadają powszechnie używanym jednostkom pływającym o kadłubach wypornościowych oraz klasycznym rozwiązaniom śrub napędowych o stałym skoku.

Warunki pracy silnika i jego emisji zanieczyszczeń w spalinach są w dużej mierze kształtowane także przez tak zwane warunki zewnętrzne, spośród których, ze względu na znaczący wpływ na opór kadłuba, należy wyróżnić pływanie na akwenach ograniczonych (o ograniczonej głębokości wody i w kanałach), pływanie w sztormie, zmiany zanurzenia kadłuba (np. w wyniku zwiększenia załadunku, zmian w balastowaniu zbiorników i przestrzeni ładunkowych czy zmian gęstości wody), zmiany rozmiarów części wystających oraz chropowatości kadłuba w następstwie jego porostania i korozji. Rzeczywiste warunki i procesy użytkowania jednostek pływających, niezależnie od zadanych nastaw sterowania układem napędowym, mogą być zarówno statyczne, jak i dynamiczne, ze względu na przebiegi procesów zmian parametrów układu napędowego oraz (w konsekwencji) mocy i związanej w tym emisji zanieczyszczeń z silników napędowych. Na warunki pracy silnika i emisję zanieczyszczeń mają wpływ również zadane przez załogę zmiany ruchu jednostki pływającej (ruszanie z miejsca, przyspieszanie, hamowanie).

Charakterystyki tej emisji, jako zależności funkcyjne opisujące zjawiska związane z obciążeniem okrętowego układu napędu głównego, mają charakter wyłącznie empiryczny. W powszechnie stosowanych metodach wyznaczania charakterystyk emisji związków toksycznych przez silniki spalinowe podstawę stanowią testy toksyczności wyznaczone na podstawie empirycznych badań w rzeczywistych warunkach ich użytkowania. Dokładność szacowania emisji zależy więc od dokładności odwzorowania stosowanymi testami rzeczywistych warunków użytkowania silników opisanych zwykle parametrami ich obciążenia. W odniesieniu do okrętowych silników głównych, zgodnie z normą ISO 8178, istniejące tego typu testy opierają się na teoretycznej charakterystyce śrubowej $P_e = a \cdot n^3$ i służą do wyznaczenia emisji jednostkowej związków toksycznych podczas badań hamownianych.

Zmiany emisji związków toksycznych w następstwie zmiany zewnętrznych warunków pracy układu ruchowego okrętu są konsekwencją w każdym przypadku zmiany użytecznej mocy zapotrzebowanej przez zmieniony opór kadłuba, co oznacza, że mogą być określone w sposób przybliżony na podstawie:

– parameters of a ship movement system in nominal and transient load conditions (during start, acceleration and deceleration of a ship – time t and route S).

In the above case, the power is the best parameter describing load state of the main drive engines, that corresponds with speed of a ship unit in the specified outside conditions of its operation. Consequently, changes of outside floating conditions have the influence on work of a ship power transmission system, both of the dynamic and static nature.

Ship engines can work generally in three different, conventionally defined load conditions:

- design (standard) – corresponding to the use of a ship unit at normal values of a total resistance of a hull (hull surface roughness and the value of a ship unit loading are constant and correspond with design conditions, floating in the sea state to 3 °B on non-limited sea area);
- real, that are results of changed outside conditions;
- dynamic – change of parameters of ship unit transmission system is in a specified time, as a result of its steering and of outside conditions independent influence e.g. during parameter changes of ship unit being taken by operator (start, acceleration, speed changes, active deceleration) and during fast outside conditions changes (e.g. sea region depth, ship unit route direction).

The main characteristics describing work conditions of the engine at the ship transmission system results from a resistance characteristics of a ship unit and a screw-propeller. Both characteristics are built in the design process empirically during model testing. Degree of compatibility of such built characteristics depends on projection accuracy of a real object in a model and conditions of performed measurements and calculations. Above characteristics can be used in research of ship units engines for diagnostic and emission assessment, more the changes of elementary engine work parameters (torque and speed) influence on a structure and emission of toxic compounds of such engines.

The subject of the toxic compounds emission equation assessment for engines being a source of a drive of water means of transport are global emission processes, averaging at enough long time [2]. The above time is dependent on process of averaging of operation conditions variables. Among the main factors that determine global emission from ship engines are:

- a) ship unit structure, engine size and type, number of engines on a ship unit, engines technical state and used technical solutions,
- b) operation intensity of water means of transport,
- c) movement model of such means of transport,
- d) environmental conditions (atmospheric, weather conditions, water region, floating conditions),
- e) economical properties considering operation fuel consumption,
- f) ecological properties of water means of transport
- g) fuels parameters and their preparation.

Application of ship unit, its size, type and number of engines, type of used transmission system and technical

- charakterystyki oporowej kadłuba z uwzględnieniem: wpływu głębokości drogi wodnej na opór kadłuba, dodatkowych oporów podczas sztormu od wiatru oraz fali, zmiany zanurzenia kadłuba i jego chropowatości;
- charakterystyki mocy w zależności od prędkości okrętu;
- charakterystyki obciążeniowej;
- charakterystyki śrubowej mocy silników napędu głównego;
- parametrów układu ruchowego w nominalnych oraz przejściowych warunkach obciążenia (podczas ruszania z miejsca, przyspieszania i hamowania okrętu – czasu t i drogi S).

W powyższym przypadku najwygodniejszymi parametrami charakteryzującymi stan obciążenia silników napędu głównego jest ich moc odpowiadająca prędkości jednostki pływającej w określonych warunkach zewnętrznych użytkowania. Zmiana zewnętrznych warunków pływania w konsekwencji ma wpływ na pracę układu napędowego, zarówno o charakterze dynamicznym, jak i statycznym.

Silniki okrętowe mogą pracować zasadniczo w trzech różnych umownie zdefiniowanych warunkach obciążenia:

- projektowych (standardowych) – odpowiadających wykorzystaniu jednostki pływającej przy normalnych wartościach oporu całkowitego kadłuba (chropowatość kadłuba oraz stan załadowania jednostki nie ulegają zmianie i odpowiadają warunkom projektowym, pływanie przy stanie morza do 3 °B na nieograniczonym akwenu morskim);
- rzeczywistych, które są następstwem zmienionych warunków zewnętrznych;
- dynamicznych – w określonym czasie następuje zmiana parametrów pracy układu napędowego w następstwie jego sterowania, jak i samoistnego oddziaływania warunków zewnętrznych, np. podczas zadanych przez operatora zmian parametrów ruchu jednostki pływającej (ruszania z miejsca, przyspieszania, zmian prędkości, hamowania aktywnego) i podczas nagłych zmian warunków zewnętrznych (np. głębokości akwenu pływania, kierunku ruchu jednostki).

Podstawowa charakterystyka opisująca warunki pracy silnika w okrętowym układzie napędowym wynika z charakterystyki oporowej jednostki pływającej oraz charakterystyki śruby napędowej. Obie charakterystyki wyznacza się w fazie projektowania doświadczalnie podczas badań modelowych. Stopień zgodności z rzeczywistością tak sporządzonej charakterystyki zależy więc od dokładności odwzorowania rzeczywistego obiektu w modelu oraz warunków realizowanych pomiarów i obliczeń. Powyższe charakterystyki mogą być stosowane w badaniach silników okrętowych w ramach oceny diagnostycznej i emisyjnej, tym bardziej iż zmiany składowych parametrów pracy silnika (momentu i prędkości obrotowej) wpływają w sposób istotny na strukturę oraz emisję związków toksycznych przez powyższe silniki.

Przedmiotem oceny bilansu emisji składników szkodliwych spalin w silnikach napędzających środki transportu wodnego są procesy emisji globalnej, uśrednione w dostatecznie długim czasie [4]. Powyższy czas jest zależny od

level of a ship unit have also influence on a global emission of water means of transport.

2. Emission norms for combustion engines of water means of transport

Air pollution from ships causes a cumulative effect that contributes to the overall air quality problems encountered by populations in many areas, and also affects the natural environment, such as though acid rain. MARPOL Annex VI, first adopted in 1997 by International Maritime Organization (IMO), limits two main air pollutants contained in ships exhaust gas: nitrous oxides (NO_x) and sulphur oxides (SO_x). It also prohibits deliberate emissions of ozone depleting substances, regulates shipboard incineration, and the emissions of volatile organic compounds from tankers [4].

Following entry into force of MARPOL Annex VI on 19 May 2005, Marine Environment Protection Committee (MEPC), at its 53rd session in July 2005, agreed to revise MARPOL Annex VI with the main goal to significantly strengthen the emission limits in light of technological improvements and implementation experience. As a result of three years examination, MEPC 58 (October 2008) adopted the revised MARPOL Annex VI and the associated NO_x Technical Code 2008, which entered into force on 1 July 2010 [4].

The main changes to MARPOL Annex VI are a progressive reduction globally in emissions of NO_x , SO_x and particulate matter. As a new concept of environment protection was introduction of emission control areas (ECAs) to reduce emissions of those air pollutants further in designated sea areas. Progressive reductions in NO_x emissions from marine diesel engines installed on ships are also included, with a "Tier II" emission limit for engines installed on or after 1 January 2011. Furthermore stringent is "Tier III" emission limit for engines installed on or after 1 January 2016 operating in ECAs. It is required that marine diesel engines installed on or after 1 January 1990 but prior to 1 January 2000 comply with "Tier I" emission limits, if an approved method for that engine has been certified by an Administration. The revised NO_x Technical Code 2008 includes a new chapter based on the agreed approach for regulation of existing engines, which have been installed before 2000, established in MARPOL Annex VI, provisions for a direct measurement and monitoring method, a certification procedure for existing engines, and test cycles to be applied to Tier II and Tier III engines [4–5, 7].

The NO_x control requirements of Annex VI apply to installed marine diesel engine of over 130 kW output power, but other than those used solely for emergency purposes irrespective of the tonnage of the ship onto which such engines are installed. Different levels (Tiers) of control apply based on the ship construction date and within any particular Tier the actual limit value is determined from the engine's rated speed (Table 1, Fig. 1).

SO_x and particulate matter emission controls apply to all fuel oil, combustion equipment and devices onboard and therefore include both main and all auxiliary engines

procesu uśredniania zmiennych warunków eksploatacji. Do zasadniczych czynników determinujących emisję globalną z silników okrętowych należą:

- a) struktura jednostek pływających, wielkość i rodzaj silnika, liczba poszczególnych silników na jednostce pływającej, stan techniczny silników oraz zastosowania rozwiązania techniczne,
- b) intensywność eksploatacji środków transportu wodnego,
- c) model ruchu powyższych środków transportu,
- d) warunki otoczenia (atmosferyczne, akweny pływania, warunki pływania),
- e) właściwości ekonomiczne uwzględniające eksploatacyjne zużycie paliwa,
- f) właściwości ekologiczne środków transportu wodnego,
- g) właściwości paliw i ich przygotowanie.

Na emisję globalną z jednostek pływających ma ponadto wpływ przeznaczenie jednostki, jej wielkość, rodzaj i liczba silników, rodzaj zastosowanego układu napędowego oraz poziom techniczny jednostki pływającej.

2. Normy emisji dla silników spalinowych wodnych środków transportu

Emisja toksycznych składników spalin silników okrętowych powoduje występowanie skumulowanego efektu, który jest związany z ogólnym problemem jakości powietrza występujący w wielu dziedzinach życia, a także wpływa bezpośrednio na środowisko naturalne, np. przez występowanie kwaśnych deszczów. W 1997 roku Międzynarodowa Organizacja Morska (ang. *International Maritime Organization* – IMO) przyjęła założenia VI Aneksu do konwencji MARPOL, która ogranicza emisję dwóch podstawowych składników spalin silników okrętowych jakimi są tlenki azotu (NO_x) i tlenki siarki (SO_x). Konwencja ta zabrania również emisji substancji wpływających w niekorzystny sposób na warstwę ozonową, reguluje kwestie odpadów okrętowych i emisji lotnych składników organicznych ze zbiorników [4].

Po wejściu w życie założeń konwencji MARPOL Aneks VI w dniu 19 maja 2005 roku, Komitet Ochrony Środowiska Morskiego (ang. *Marine Environment Protection Committee* – MEPC) na pięćdziesiątej trzeciej sesji w lipcu 2005 roku zgodził się na rewizję założeń Aneksu VI. Celem rewizji było zaostrezenie limitów emisji toksycznych składników spalin w świetle możliwości zastosowania nowych technologii i rozwiązań konstrukcyjnych. W wyniku trzyletnich badań, MEPC w październiku 2008 roku przyjął zmiany do Aneksu VI konwencji MARPOL i związany z nim NO_x Technical Code 2008, które weszły w życie 1 lipca 2010 roku [4].

Główne zmiany wprowadzone do Aneksu VI konwencji MARPOL stopniowa redukcja globalnej emisji NO_x , SO_x i cząstek stałych. Jako nowa koncepcja ochrony środowiska zostały zaproponowane obszary kontrolowanej emisji (*Emission Control Areas* – ECAs), w obrębie których emisja wymienionych toksycznych składników spalin ma być jeszcze bardziej ograniczona. Stopniowa redukcja emisji NO_x przez silniki okrętowe zawarta jest także w normie „Tier II”

together with items such boilers and inert gas generators. These controls are divided between two groups. First which is applicable inside Emission Control Areas (ECA) established to limit the emission of SO_x and particulate matter and second which is applicable outside such areas and are primarily achieved by limiting the maximum sulphur content of the fuel oils as loaded, bunkered, and subsequently used onboard. These fuel oil sulphur limits (expressed in terms of % m/m by weight) are subject to a series of step changes over the years (Table 2).

Table 1. Tier NO_x emission regulations for water means of transport [4-5]

Tabela 1. Regulacje Tier dotyczące emisji NO_x środków transportu morskiego [4-5]

Tier	Ship production date on or after/ data wejścia jednostki do służby	Total weighted cycle emission limit (g/kWh) n = engine's rated speed (rpm)/dopuszczalna emisja jednostkowa (g/kWh) n = nominalna prędkość obrotowa wału korbowego (obr/min)		
		n < 130	n = 130-1999	n ≥ 2000
I	01.01.2000	17.0	45 · n ^{-0.2} e.g., 720 rpm – 12.1	9.8
II	01.01.2011	14.4	44 · n ^{-0.23} e.g., 720 rpm – 9.7	7.7
III	01.01.2016*	3.4	9 · n ^{-0.2} e.g., 720 rpm – 2.4	2.0

Table 2. Sulphur content Tier emission regulation changes dedicated to water means of transport for different ECA areas [4-5]

Tabela 2. Zmiany dopuszczalnej zawartości siarki w paliwie zgodnie z normami emisji Tier [4-5]

Outside an ECA established to limit SO _x and particulate matter emissions/poza obszarem ECA ustanowione celem ograniczenie emisji SO _x i cząstek stałych	Inside an ECA established to limit SO _x and particulate matter emissions/wewnątrz obszaru ECA ustanowione celem ograniczenie emisji SO _x i cząstek stałych
4.50% m/m prior to 1 January 2012	1.50% m/m prior to 1 July 2010
3.50% m/m on and after 1 January 2012	1.00% m/m on and after 1 July 2010
0.50% m/m on and after 1 January 2020*	0.10% m/m on and after 1 January 2015

Under the revised MARPOL Annex VI, the global sulphur cap is reduced to 3.50 % from previous 4.50 %, effective from 1 January 2012. Then the sulphur can will be progressively reduced to final 0.50 %, effective from 1 January 2020, subject to a feasibility review to be completed no later than 2018. The SO_x and particulate matter limits applicable in ECAs were reduced to 1.00 % from the original 1.50 % beginning on 1 July 2010, and will be further reduced to 0.10 %, effective from 1 January 2015 (Fig. 2).

The established ECAs are:

1. Baltic Sea area – as defined in Annex I of MARPOL (SO_x only),
2. North Sea area – as defined in Annex V of MARPOL (SO_x only),
3. North American area as defined in Appendix VII of Annex VI of MARPOL (SO_x, NO_x and PM),

dla silników instalowanych na statkach po 1 stycznia 2011 roku. Jeszcze bardziej restrykcyjna jest norma „Tier III” dla silników montowanych w maszynowniach okrętowych po 1 stycznia 2016 roku operujących w granicach ECAs. Dla silników zainstalowanych w okresie od 1.01.1990 do 1.01.2000 wymagane jest spełnienie poziomu emisji przewidzianego w normie „Tier I” jeśli przyjęta metoda dla danego silnika uzyskała administracyjną certyfikację. Zmieniona treść Technical Code 2008 zawiera nowy rozdział oparty na uzgodnieniach związanych z regulacjami dotyczącymi eksploatowanych silników zainstalowanych przed 1.01.2000 zwanymi w Aneksie VI konwencji MARPOL, postanowienia dla bezpośrednich pomiarów i metod monitorowania, procedurę certyfikacyjną dla istniejących silników oraz przebieg testu, który ma być wykorzystany do silników Tier II i Tier III [4, 5, 7].

Wymagana kontrola emisji NO_x zawarte w Aneksie VI odnoszą się do morskich silników o zapłonie samoczynnym o mocy maksymalnej powyżej 130 kW, ale innych niż tych używanych w celach czysto awaryjnych, niezależnie od tonażu statku, w którego maszynowni dany silnik jest zainstalowany. Różne poziomy kontroli (Tiers) odnoszą się do danej jednostki pływającej w zależności od daty oddania jej do użytku. Natomiast w obrębie wybranej normy Tier wartość emisji jest zależna od maksymalnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika, co zaprezentowano w tabeli 1 i na rys. 1.

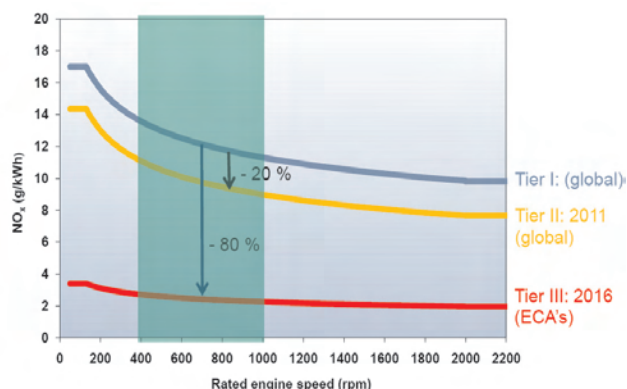


Fig. 1. NO_x emission limits for Tier regulations and water means of transport [4-5]

Rys. 1. Limity emisji NO_x norm Tier dla środków transportu wodnego [4-5]

Kontrola emisji SO_x i cząstek stałych odnosi się do wszystkich urządzeń na pokładzie statku, w których wykorzystywany jest proces spalania. Tym samym zarówno silniki napędu głównego jak i silniki pomocnicze, oraz urządzenia typu kotły parowe czy generatory gazów obojętnych są objęte limitami emisji. Kontrola ta jest podzielona na dwie grupy. Pierwsza grupa stosowana jest wewnątrz obszaru ECAs, druga natomiast poza obszarami ECAs. Obniżenie emisji tlenków siarki jest uzyskiwane głównie na drodze limitowania zawartości siarki w paliwie, która jest przedmiotem szeregu zmian w dłuższym okresie czasu (tabela 2).

4. United States Caribbean Sea area, which is expected to enter into force 1 January 2014), as defined in Appendix VII of Annex VI of MARPOL (SO_x , NO_x and PM).

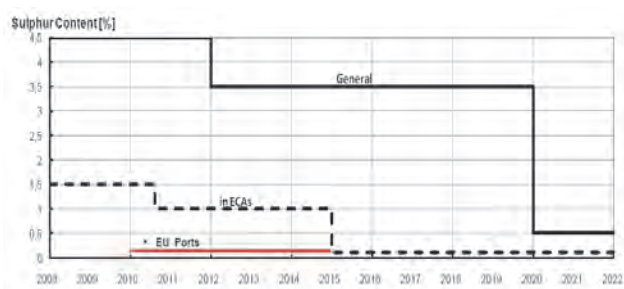


Fig. 2. Sulphur content limits in [%] for emissions regulations dedicated to water means of transport in the period 2008–2022 [4–5]

Rys. 2. Limity zawartości siarki w paliwie wyrażone w [%] dla norm emisji środków transportu wodnego dla okresu 2008–2022 [4–5]

Most ships which operate both outside and inside these ECAs have to operate on different fuel oils in order to comply with the respective limits. In such cases, prior to entry into the ECA, it is required to have fully changed-over to using the ECA compliant fuel oil and to have onboard implemented written procedures as to how this is to be undertaken. Similarly change-over from using the ECA compliant fuel oil is not to commence until after exiting the ECA. At each change-over it is most required that the quantities of the ECA compliant fuel oils onboard are recorded, together with the date, time and position of the ship when either completing the change-over prior to entry or commencing change-over after exit from such areas.

3. Research method

Fuel being brought to engine cylinders contains potential and chemical energy, which is changed by a combustion process into thermal energy. The velocity of a flame propagation and speed of combustion reactions influence on the run of combustion process taking place in a compression-ignition engine and decide about the intensity of a heat release and the reaction time. Chemical conversions of a fuel-air mixture in a compression-ignition engine belong to a continuous process. Although it is, it can be singled out three characteristic combustion periods: I – initial period until first signs of the reaction take place, II – period of reaction development in all space of the combustion chamber, III – finish period of the fuel burning in the volume filled with the flame. The quality of an injection process, air whirling in a combustion chamber and the composition of the combustion mixture and gases that change constantly influence on the quality and runs of the processes in each of the mentioned periods. Ignition in compression-ignition engines is qualified with the obtaining of some critical reaction speed, in which the stream of the heat release assures the flame comes out. The necessary condition for this process is to assure the collision of reagent molecules or atoms. Frequency of collisions is proportional to the concentration of molecules or atoms (depends on a temperature and an activation energy). This terminal energy

W wyniku wejścia w życie w dniu 1.01.2012 zweryfikowanej wersji Aneksu VI konwencji MARPOL, całkowita zawartość siarki w paliwie została zredukowana z 4,5 do 3,5 %. Przewiduje się, że od 1.01.2020 zawartość siarki w paliwie będzie obniżona do maksymalnie 0,5 %, a studium wykonalności tego założenia ma być zakończone najpóźniej do 2018 roku. Limity SO_x i cząstek stałych, obowiązujące na obszarach ECA, zostały z dniem 1.07.2010 obniżone z 1,50 % do 1,00 % i będą następnie dalej ograniczone do 0,1 % z dniem 1.01.2015 (rys. 2).

Ustanowione obszary ECA to:

1. Morze Bałtyckie – zdefiniowany w Aneksie I konwencji MARPOL, dotyczy wyłączenie SO_x ,
2. Morze Północne – zdefiniowany w Aneksie V konwencji MARPOL, dotyczy wyłączenie SO_x ,
3. Obszar Ameryki Północnej – zdefiniowany w dodatku VI do Aneksu VI konwencji MARPOL (SO_x , NO_x i PM),
4. Obszar Morza Karaibskiego należący do Stanów Zjednoczonych Ameryki, który ma wejść w życie 1.01.2014 – zdefiniowany w dodatku VI do Aneksu VI konwencji MARPOL (SO_x , NO_x i PM).

Większość statków, które pływają zarówno poza jak i w obszarach ECA, aby spełnić określone przepisami wymagania, jest zmuszona do pracy z wykorzystaniem różnych paliw. W takich przypadkach jeszcze przed wpływieniem statku w strefę obszaru ECA konieczne jest całkowite przełączenie instalacji paliwowej silnika na paliwo o odpowiedniej zawartości siarki. Dodatkowo każdy statek zobowiązany jest do stosowania odpowiednich procedur rejestracji zmian zastosowanego paliwa. Podobnie podczas opuszczania strefy ECA zmiana zasilania odpowiednim paliwem nie może nastąpić przed przekroczeniem granicy tej strefy. Przy każdej zmianie rodzaju paliwa, zarówno podczas wpływania jak i wypływania ze strefy ECA, kluczową kwestią jest odnotowanie ilości paliwa o niskiej zawartości siarki w zbiornikach, włącznie z datą, godziną i pozycją statku.

3. Metoda badawcza

Paliwo dostarczane do cylindrów silnika spalinowego zawiera energię potencjalną i chemiczną, która jest zamieniana w energię cieplną w procesie spalania. Prędkość rozprzestrzeniania się płomienia i szybkość reakcji spalania wpływają na przebieg procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym oraz decydują o ilości wydzielanego ciepła i czasie reakcji. Przemiany chemiczne mieszanki paliwo-powietrznej w silniku ZS są procesem ciągłym. Mimo iż tak jest, można wyróżnić w nim trzy charakterystyczne okresy spalania: I – okres początkowy do chwili powstania pierwszych oznak rozpoczęcia reakcji, II – okres rozwoju reakcji w całej przestrzeni komory spalania, III – okres końcowy spalania paliwa w objętości zajętej przez płomień. Jakość wtrysku paliwa, zawirowania powietrza w komorze spalania i składu mieszanki spalania i spalin, które ciągle ulegają zmianie, wpływają na jakość przebiegów procesów w każdym z rozważanych okresów. Zapłon w silnikach ZS jest uzależniony uzyskaniem określonej granicznej prędkości reakcji, przy której strumień wydzielanego ciepła zapewni powstanie płomienia. Warunkiem koniecznym do zaistnienia

allows a molecule to enter reactions. According to physical and chemical combustion theory there are high-temperature and low-temperature ignitions in compression-ignition engines. When the proper run of the above processes is assured the combustion process occurs and its run is correct. All disruptions in this process cause that some irregularities appear during a production of chemical combustion reactions, what can cause the lack of a combustion or its run with products of an incomplete and deficient combustion. The lack of ignition results in a loss of all chemical energy contained in the injected fuel, which decreases of overall engine effectiveness and hydrocarbon and particulate matter emission increase.

Authors of a paper chosen main processes to assess complex energy changes taking place in internal combustion engines during generation and run of such dynamic process in their work cycles. In order to describe changes in such technical objects during combustion process run, values of a pressure in a cylinder in different working cycles were considered. Correctness of combustion process in engine cylinders were taken into account in the point of view of on-board diagnostics system realization. It is needed to look for new methods that will allow to diagnose combustion engines work in operation conditions and in different engine technical states. That is why authors considered the possibility of use the vibroacoustics processes in such strategy to engines of water means of transport because they still are sources of a drive that are not enough controlled and assessed with the diagnostics theory principles.

The research of the main and accompanying processes in internal combustion engines of water means of transport through vibroacoustics methods has been performed based on the active experiment, meaning a deliberate modification of input parameters and observation of their impact on output parameters. Research was performed at the engine test stand, and working conditions reflected different engine speed and torque. The test measuring points were located on the engine cylinder head. The points were selected according to the principle that the sensor should be placed closest to the point where the tested process-related vibration signal is generated.

Whole recorded signal was divided into signal sequences including single working cycles of the internal combustion engine. Divided measurement signals allowed to consider the influence of the single combustion process on the chosen vibration and acoustic signals parameters and, in consequence, calculate differences of these parameters for the proper combustion process and cycles, in which misfire events occurred. The quantitative analysis of the vibration signal has been performed through dimensional and non-dimensional point measures of such accompanying processes.

The combinations of different methods of a signal selection, apart from basic methods of a vibration analysis, were used during the research. The dynamics of diagnostic symptoms describing combustion process negative changes was increased. The task of time-spectral selection procedures was to get out and/or display pieces of information connected

nia powyższego procesu jest zapewnienie zderzeń między molekułami lub atomami reagentów. Częstotliwość zderzeń jest proporcjonalna do stężenia molekuł lub atomów (zależy od temperatury i energii aktywacji). Powyższa graniczna wartość energii umożliwi molekułom rozpoczęcie reakcji. Zgodnie z fizyczną i chemiczną teorią spalania w silnikach ZS występują wysoko- i niskotemperaturowe zapłony. Jeżeli zapewni się właściwy przebieg powyższych procesów, wówczas nastąpi proces spalania, a jego przebieg jest prawidłowy. Wszelkie zakłócenia w tym procesie powodują wystąpienie pewnych nieregularności w rozwoju reakcji chemicznych, które mogą skutkować nie wystąpieniem spalania lub jego przebiegiem z tworzeniem produktów niezupełnego i niecałkowitego spalania. Brak zapłonu powoduje utratę całej energii chemicznej zawartej w dawce wtryskniętego paliwa, wpływając na obniżenie sprawności ogólnej silnika oraz wzrost emisji węglowodorów i cząstek stałych.

Autorzy pracy wybrali procesy główne do oceny zmian energii całkowitej w silnikach spalinowych podczas generacji i przebiegu powyższych procesów dynamicznych w ich cyklach roboczych. W celu opisu zmian zachodzących w powyższych obiektach technicznych podczas przebiegu procesu spalania, uwzględniono wartości ciśnienia w cylindrze w różnych cyklach roboczych. Rozważano poprawność przebiegu procesu spalania w cylindrach z punktu widzenia realizacji systemu diagnostyki pokładowej. Niezbędne jest poszukiwanie nowych metod, dzięki którym możliwe będzie diagnozowanie pracy silników spalinowych w różnych warunkach ich pracy i stanu technicznego. Z tego względu autorzy rozważyli możliwość zastosowania procesów wibroakustycznych w powyższej strategii do silników stosowanych w wodnych środkach transportu, z uwagi na to, że nadal stanowią źródła napędu niewystarczająco kontrolowane i analizowane z uwzględnieniem zasad teorii diagnostyki.

Badania procesów głównych i towarzyszących zachodzących w silnikach spalinowych środków transportu wodnego z zastosowaniem metod wibroakustycznych przeprowadzono, bazując na eksperymencie czynnym, polegającym na świadomej modyfikacji parametrów wejściowych i obserwacji ich wpływu na parametry wyjściowe. Badania przeprowadzono w warunkach hamowni silnikowej, w warunkach zmiennej prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika.

Punkty pomiarowe zlokalizowano na głowicy silnika. Wybrano je zgodnie z zasadą, iż przetwornik pomiarowy musi być umiejscowiony najbliżej punktu generacji sygnału drganiowego skorelowanego z ocenianym procesem.

Cały zapisany sygnał podzielono na sekwencje odpowiadające pojedynczym cyklom pracy silnika. Podzielone sygnały pomiarowe umożliwiły rozważenie wpływu pojedynczego procesu spalania na wybrane parametry sygnału drganiowego i akustycznego i, w konsekwencji, określenie różnic niniejszych parametrów dla prawidłowego procesu spalania i cykli, w których nie było zapłonu. Analizę ilościową sygnału drganiowego przeprowadzono uwzględniając wymiarowe i bezwymiarowe miary punktowe powyższych procesów resztkowych.

with the combustion process in an engine cylinder from the vibration process. Apart from vibration transducers, the tachometric transducer was used in the phenomenon area to identify cycle phases during engine work.

Ignition and a further development of the combustion process results in an abrupt surge of the amplitude of the vibration acceleration in measuring signals. The values of the amplitudes of the vibration acceleration signals in the cycles are directly connected to the change in the peak value of the cylinder pressure in these cycles. In the case of a misfire, the surge of the amplitude of the vibration signals does not occur.

4. Measurement test bench and work conditions

The authors performed the specified research of combustion process in the point of view of the on-line diagnosis of the such process and its lack. The paper considers the phase of the research, which was conducted on a test bench in stationary conditions for SULZER type 6 AL 20/24 engine (Fig. 3, Table 3).

Table 3. The features of the engine used in the research
Tabela 3. Dane techniczne silnika zastosowanego w badaniach

Parameter/parametr	Value/wartość
Type/rodzaj	In-line, CI engine
Number of cylinders/liczba cylindrów	6
Type of charging system/rodzaj doładowania	Turbocharger
Cylinder diameter/piston stroke /średnica cylindra/skok tłoka [mm]	200/240
Engine displacement/1 cylinder/objętość skokowa cylindra [cm ³]	7540
Compression ratio/stopień sprężania [-]	12.7:1
Mean piston speed/średnia prędkość tłoka [m/s]	6
Maximum effective power [kW/1 cyl.] for n = 750 rpm/znamionowa moc użyteczna [kW/1 cyl.] dla n = 750 obr/min	72
Mean effective pressure/średnie ciśnienie użyteczne [MPa]	1.52
Fuel injection pressure/ciśnienie wtrysku paliwa [MPa]	24.5
Combustion pressure/ciśnienie spalania [MPa]	10.5–11

Measurements signals obtained from microphones and transducers (Fig. 4, Table 4–5) were delivered to amplifiers, in which were amplified and normalized. They were delivered to analog inputs of the data acquisition card then. Measurements signals were filtered inside the card with the help of analog and digital filters, after which were processed from the analog to digital form. Signals obtained in the data acquisition card, in the digital form, were recorded in a computer memory. Recorded all time history runs of the measurement signals were taken to the time selection process. In the above selection all recorded signal was divided into signal sequences including single working cycles of the internal combustion engine. Divided measurement signals allowed authors of the paper to consider the influence of the single combustion process on the chosen vibroacoustic

W ramach badań połączono różne metody selekcji sygnału, wraz podstawowymi metodami analizy drganiowej. Dynamika zmian symptomów diagnostycznych opisujących nieprawidłowości zachodzące podczas spalania była wysoka. Zadaniem procedur selekcji czasowo-częstotliwościowej było uzyskanie i przedstawienie informacji odzwierciedlających proces spalania w cylindrze silnika w procesie drganiowym. Poza przetwornikami drgań, w badaniach zastosowano znacznik kąta obrotu wału korbowego, celem identyfikacji faz cyklu roboczego podczas pracy silnika.

Zapłon i dalszy rozwój procesu spalania powoduje gwałtowny wzrost amplitudy przyspieszeń drgań w mierzonych sygnałach. Wartości amplitud przyspieszeń drgań w cyklach są ściśle związane ze zmianami wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze dla niniejszych cykli. Brak zapłonu powoduje brak powyższego wzrostu w sygnałach drganiowych.

4. Stanowisko pomiarowe i warunki pracy

W ramach pracy autorzy przeprowadzili określone badania procesu spalania w kontekście ciągłej diagnostyki niniejszego procesu i wykrycia jego braku. W pracy rozważono badania przeprowadzone na hamowni silnikowej w warunkach stacjonarnych na silniku SULZER, typ 6AL 20/24 (rys. 3, tabela 3).

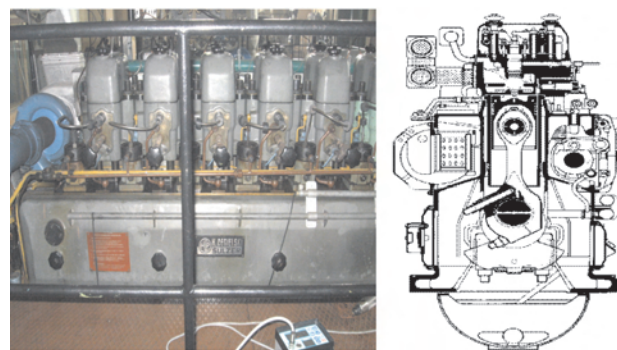


Fig. 3. The view and a cross-section of a SULZER 6AL 20/24 engine
Rys. 3. Widok i przekrój poprzeczny silnika SULZER 6AL 20/24

Sygnaly pomiarowe uzyskane z mikrofonów akustycznych i przetworników drgań (rys. 4, tabela 4–5) były kierowane do wzmacniaczy, gdzie ulegały wzmocnieniu i normowaniu. Następnie tak uzyskane sygnały kierowano na wejścia analogowe karty do dynamicznej akwizycji danych. Wewnątrz karty pomiarowej sygnały były filtrowane z zastosowaniem filtrów analogowych i cyfrowych, po czym w postaci cyfrowej były zapisywane w pamięci komputera. Zarejestrowane przebiegi czasowe sygnałów pomiarowych poddano procesowi selekcji czasowej, w którym każdy z nich podzielono na sekwencje sygnałów zawierające pojedyncze cykle pracy silnika spalinowego. Podzielone sygnały umożliwiły autorom pracy ocenę wpływu pojedynczego procesu spalania na wybrane parametry sygnału wibroakustycznego i, w wyniku tego, obliczenie różnic dla procesu spalania i cykli z wypadaniem zapłonu.

signal parameters and, in consequence, calculate differences of these parameters for the proper combustion process and cycles, in which misfire events occurred.

Measurements were performed for different engine speed and torque values, according to the following characteristics:

- a) $y_1 = f(N_e)$ – screw-propeller characteristic;
- b) $y_2 = f(n, M_o = \text{const})$ – speed characteristic for constant torque value,
- c) $y_3 = f(M_o, n = \text{const})$ – load characteristic.

The following diagnostic parameters were taken into account in the research assessment:

- a) parameters of main processes: injection pressure (p_{inj}) and cylinder pressure (p_c), fuel consumption (G_e, g_e), efficiency (η),
- b) accompanying processes parameters: acoustic pressure level (L_p), vibration accelerations in the Z direction for each cylinder head.

Cylinder pressure, injection pressure, acoustics pressures levels and vibration accelerations in each cylinder and other engines parameters were measured continuously and in a parallel way. A constant coolant temperature was obtained and held in each of engine stationary working points. Vibration accelerations were recorded in a Z direction, the parallel direction to a cylinder axis (direction of the piston movement in a cylinder). Number of the recorded engines cycles was chosen to assure the accuracy of the further statistical analyses. The numbers and ranges of the engine velocity and torque were chosen from the exploitation useful parameters of this type:

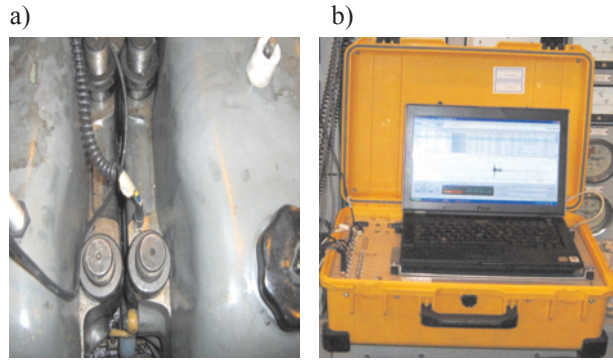


Fig. 4. Placement of a vibration transducers on the engine (a) and the view of a B&K PULSE 3560 measurement set (b)

Rys. 4. Rozmieszczenie przetworników drgań na silniku (a) oraz widok systemu pomiarowego B&K PULSE 3560 (b)

Pomiary przeprowadzono dla różnych wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego, zgodnie z następującymi charakterystykami:

- a) $y_1 = f(N_e)$ – charakterystyka śrubowa;
- b) $y_2 = f(n, M_o = \text{const})$ – charakterystyka prędkościowa dla stałej wartości momentu obrotowego,
- c) $y_3 = f(M_o, n = \text{const})$ – charakterystyka obciążeniowa.

W analizie pomiarowej brano pod uwagę następujące parametry diagnostyczne:

- a) parametry procesów roboczych: ciśnienie wtrysku paliwa (p_{inj}) i ciśnienie w cylindrze (p_c), zużycie paliwa (G_e, g_e), sprawność (η),
- b) parametry procesów towarzyszących: poziom ciśnienia akustycznego (L_p), przyspieszenia drgań w kierunku Z na głowicy każdego z cylindrów.

Table 4. Technical data of vibration transducers used in the research [8]

Tabela 4. Dane techniczne przetworników drgań zastosowanych w badaniach [8]



Sensor/przetwornik	B&K 4384	B&K 4391
Feature/cecha		
Frequency/częstotliwość [Hz]	0.1–12600	0.1–12000
Sensitivity/czułość [pC/g]	10	10
Temperature/temperatura [°C]	-74–250	-60–180
Residual Noise Level in Spec Freq. Range (rms)/szczytkowy poziom szumu dla określonego zakresu częstotliwości (rms) [mg]	± 0.24	± 0.23
Maximum operational level (peak)/max poziom użyteczny (szczytowy) [g]	6000	2000
Maximum shock level (± peak)/max poziom udarowy (± szczytowy) [g]	20000	2000
Weight/masa [g]	11	16
Output/rodzaj wyjścia	Charge-PE/ ładunkowe- PE	Charge-PE/ ładunkowe- PE
Unigain/Triaxial/TEDS/Unigain/ Trójosiowy/TEDS	Yes/No/No	Yes/No/No
Resonance frequency/częstotliwość rezonansowa [Hz]	42000	40000

Table 5. Technical data of the acoustic B&K 4189 A-021 microphones used in the noise research [8]

Tabela 5. Dane techniczne B&K 4189 A-021 zastosowanych w badaniach hałasu [8]

Sensor, feature/przetwornik, cecha	B&K 4189 A-021
Transducer type/rodzaj przetwornika	4189
Preamplifier type/rodzaj przedwzmacniacza	2671
Equipment complying/zgodność sprzętowa	IEC 61672 class 1
Diameter/średnica [cal]	1/2
Dynamic range/zakres dynamiczny [dB]	16.5–134
Frequency range/zakres częstotliwości [Hz]	20–20000
Inherent noise/poziom szumu wewnętrznego [dBA]	16.5
Lower limiting freq. -3 dB/mniejsza częstotliwość graniczna -3 dB [Hz]	20
Pressure coefficient/współczynnik ciśnienia [dB/kPa]	-0.01
Sensitivity/czułość [mV/Pa]	50
Standards/standardy	IEC 61094-4 WS2F
Temperature coefficient/współczynnik temperatury [dB/°C]	-0.006
Temperature range/zakres temperatury [°C]	-30–100
Input type/rodzaj wejścia	CCLD IEPE

- a) engine speed values n [rpm]: 400 (idle run), 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750;
- b) engine effective power values $N_e/N_{e, \text{nominal}}$ [%]: 0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0;
- c) maximum torque for full effective power characteristic ($n/n_{\text{nominal}} = 0.53, 0.6, 0.67, 0.73, 0.8, 0.87, 0.93, 1.0$).

5. Digital signal post-processing algorithm

Obtained research results and dependences between processes parameters allow to build assessment algorithm of correctness of the combustion process run taking place in an internal combustion engine with the use of the main and accompanying processes. Such algorithm is based on the use of: cylinder pressure, injection pressure, vibration and acoustic signals parameters obtained from the vibration acceleration sensor, which gives the output signal of the engine head vibration about the combustion process. Domain of an analysis contains time-domain signal runs, amplitude points measures and frequency domain assessment. Because of that it is possible to define precisely incorrect combustion processes and to assess quantity changes taking place in them (Fig. 5).

6. Conclusions

The presented article is the first part of the scientific and research work of the authors. It contains the most important part of the research process in the point of view of the proper measurement process: methodology and all pieces of information on how it was done and why. In this aspect there is a lot of information about the aims of this work, its potential application, about a method used by authors to assess a good scientific results applicable in means of transport solutions. Then the measurement method and systems were described, the research object and measurements conditions particularly. Assessment of the signal recording direction and transducers placement on the engine, frequency band range and a choice of a method of recording were considered in the previous works of authors. The next paper will contain measurements results and analyses,

Ciśnienie w cylindrze, ciśnienie wtrysku paliwa, poziomy ciśnienia akustycznego i przyspieszenia drgań dla każdego z cylindrów i pozostałe parametry silnika mierzono w sposób ciągły i równoległe. Utrzymywano stałą wartość temperatury cieczy chłodzącej w każdym ze stacjonarnych punktów pracy silnika. Przyspieszenia drgań rejestrowano w kierunku Z , równoległym do osi cylindra (kierunek poruszania się tłoka w cylindrze). Liczbę rejestrowanych cykli roboczych silnika dobrano wg zasady zapewnienia dokładności dalszych analiz statystycznych. Liczby i zakresy prędkości i obciążenia silnika wybrano z obszaru użytecznego parametrów eksploatacyjnych:

- a) wartości prędkości obrotowej silnika [obr/min]: 400 (bieg jałowy), 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750;
- b) wartości mocy użytecznej $N_e/N_{e, \text{nominal}}$ [%]: 0.1; 0.25; 0.5; 0.75; 1.0;
- c) maksymalny moment obrotowy dla charakterystyki pełnej mocy ($n/n_{\text{nominal}} = 0.53; 0.6; 0.67; 0.73; 0.8; 0.87; 0.93; 1.0$).

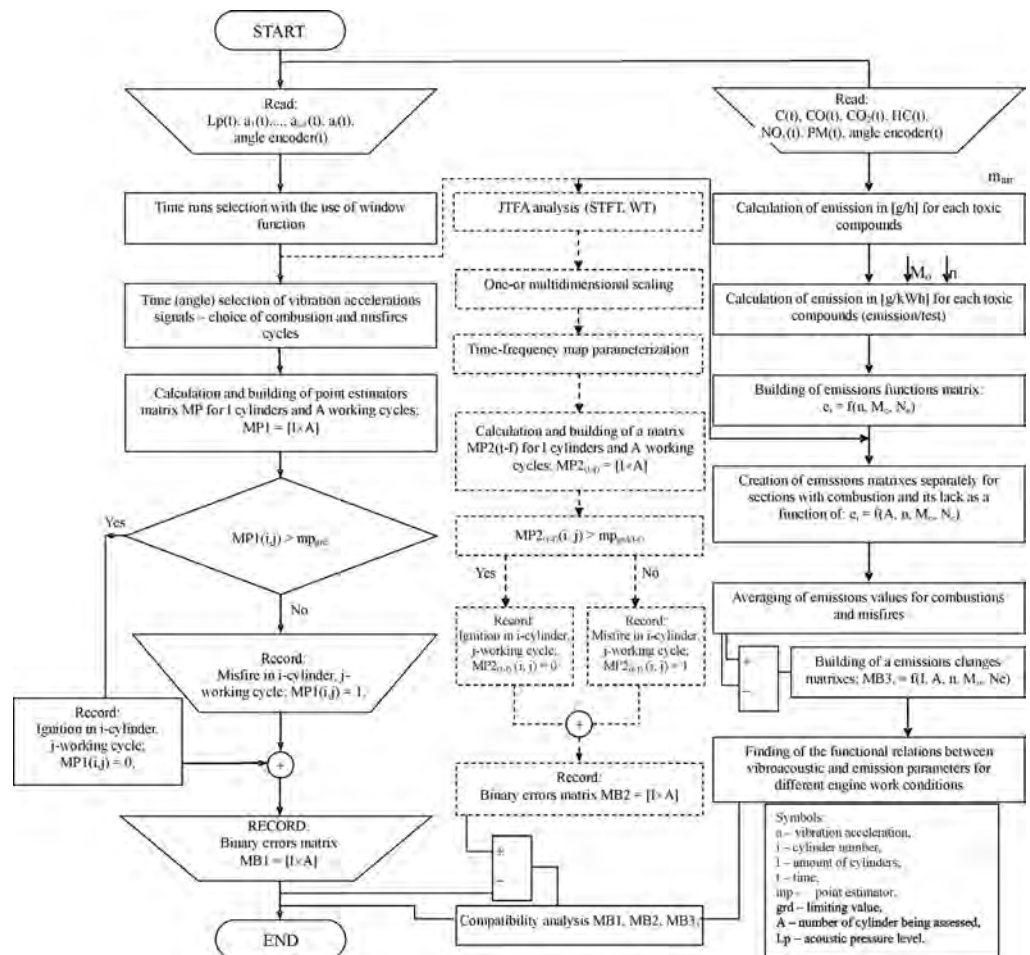


Fig. 5. Algorithm of a combustion process run correctness basing on main and accompanying processes estimators
 Rys. 5. Algorytm oceny poprawności przebiegu procesu spalania oparty na estymatorach procesów głównych i towarzyszących

5. Algorytm analizy sygnału cyfrowego

Uzyskane wyniki badań i zależności między parametrami procesów umożliwiają zbudowanie algorytmu oceny po-

also with the assumption of the diagnostic parameters (dimensional and non-dimensional estimators of the dynamic process) and special conditions of the diagnostic process performed with a vibroacoustic signal tools. Accuracy of the method will be considered and detailed conditions of the algorithm building for application purpose as well.

The combustion engines can be sources of many signals which are good for analysis – it is enough to mention vibration signals from sensors attached into engine, all acoustic signals, signals from the ionic currents detectors, signals representing crankshaft angle speed, pressure signals, and even visual signals which can show e.g. the engine head heating. The combustion engine shows, so called, cyclic variability of energy release from one cycle to another. In literature the cyclic variability is described in stochastic, linear deterministic or chaotic deterministic way, and all the time one can find the discourse on the real nature of cyclic variability.

Measurements results pointed that the vibration signal can be used to the on-line assessment of the misfire events which occur during normal working of an internal combustion engine. The ignition causes the impulse changes of the vibration signal amplitudes and the combustion process has its representation at this signal. It is distinct in each working cycle independently from the cylinder number, what confirms the reliability of the method in relation to use a method in analyses of processes taking place in multi-cylinder compression-ignition engines.

A continuous process of engine deterioration, being intensified by improper operation, leads directly to a deterioration of the performance quality, imprecision in mixture formation, distortion in the combustion process, drop in engine durability and, consequently, to its ultimate failure. Each of the above factors has the impact on the engine exhaust emissions, which is vital for the environment protection and human health. That is one of the main reasons why the diagnostics of a unit in its whole period of operation becomes increasingly important.

Such diagnosis gives precise pieces of information on correctness of the process and its lack, what makes diagnostics more reliable. Deterioration of the engine exploitation characteristics and subassemblies malfunctions influence on the emissions increase above their limits. The proper diagnosis assures to find malfunctions and their sources during normal ships operation and eliminate them. In the result, water means of transport equipped with combustion engines can be covered by on-line diagnosis, what will influence on improvement of their ecological characteristics. The described method concerns the combustion process diagnosis, so it might be helpful for the on-line control of that process for a better EOBD (European On-Board Diagnostics) strategy.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CO	carbon oxide/ <i>tlenek węgla</i>
CO ₂	carbon dioxide/ <i>dwutlenek węgla</i>
ECA	Emission Control Areas/ <i>obszary kontroli emisji</i>
EOBD	European On-Board Diagnostics/ <i>europski system diagnostyki pokładowej</i>

prawności przebiegu procesu spalania w silniku spalinowym wykorzystującego procesy robocze i resztkowe. Algorytm taki jest oparty na wykorzystaniu: ciśnienia w cylindrze, ciśnienia wtrysku paliwa, parametrów sygnału drganiowego i akustycznego, uzyskanych z przetwornika przyspieszeń drgań, dzięki któremu otrzymuje się sygnał wyjściowy drgań głowicy przenoszący informację o procesie spalania w silniku. Analizę przeprowadzono w dziedzinie czasu, amplitudowych wartości procesów i częstotliwości. Dzięki temu jest możliwa dokładna identyfikacja nieprawidłowości w procesie spalania i ilościowe określenie różnic w nich występujących (rys. 5).

6. Wnioski

Prezentowana praca stanowi pierwszą część opracowania naukowego i badawczego zrealizowanego przez jej autorów. Zawiera najważniejszą część procesu badawczego z punktu widzenia właściwej realizacji procesu pomiarowego: metodologii i informacji o celowości oraz przedmiocie badań. W tym kontekście przedstawiono szereg informacji o zasadności przeprowadzenia takich badań, jej potencjalnego wykorzystania w praktyce, zastosowanej metodzie badawczej, u podstaw której było uzyskanie dobrych naukowo wyników możliwych do zastosowania w środkach transportu. Ponadto opisano metodę i systemy pomiarowe, obiekt badań i warunki pomiarów. Ocenę kierunku rejestracji sygnałów pomiarowych i umiejscowienia przetworników drgań na silniku, zakres pasma częstotliwości i wybór metody rejestracji przeprowadzono we wcześniejszych pracach autorów. W następnych pracach zostaną przedstawione wyniki badań i ich analiza, ocena parametrów diagnostycznych (wymiarowych i bezwymiarowych estymatorów procesu dynamicznego) i szczegółowe warunki procesu diagnostycznego dokonanego z wykorzystaniem narzędzi wibroakustycznych. Ponadto będzie wyznaczona dokładność metody i opisane szczegółowe wytyczne dotyczące budowy algorytmu z uwzględnieniem problemów jego aplikacji.

Silniki spalinowe mogą stanowić źródła wielu sygnałów możliwych do wykorzystania w procesie analizy – wśród nich wymienić można sygnały drganiowe uzyskane z przetworników umieszczonych na silniku, wszystkie sygnały akustyczne, sygnały z detektorów prądów jonizacji, sygnały reprezentujące prędkość kątową wału korbowego silnika, sygnały ciśnienia, lub nawet sygnały optyczne, dzięki którym możliwa jest obserwacja, np. wzrostu temperatury głowicy. Silniki spalinowe charakteryzują się tzw. cykliczną zmiennością wydzielania energii w każdym z cykli roboczych. W literaturze cykliczną zmienność definiuje się w sposób stochastyczny, liniowo deterministyczny bądź w obszarze chaosu deterministycznego, w każdym czasie można znaleźć zakłócenia rzeczywistej natury zmienności cyklicznej.

Wyniki pomiarów potwierdziły, iż sygnał drganiowy może być zastosowany w ciągłej analizie zjawisk wypadania zapłonu występujących podczas normalnej pracy silnika spalinowego. Zapłon powoduje impulsowe zmiany amplitud sygnału drganiowego a proces spalania ma swoje odzwierciedlenie w tego typu sygnałach, w każdym z cykli roboczych silnika, niezależnie od numeru cylindra, co potwierdza

e_{zT}	specific emission of the toxic compound/ <i>emisja jednostkowa składnika spalin</i>
E_{zTi}	emission stream for i toxic compound/ <i>natężenie emisji dla i-tego składnika spalin</i>
g_c	specific fuel consumption/ <i>jednostkowe zużycie paliwa</i>
G_c	stream of a fuel consumption/ <i>natężenie zużycia paliwa</i>
HC	hydrocarbon/ <i>węglowodór</i>
HDV	Heavy Duty Vehicle/ <i>pojazdy ciężarowe o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 3500 kg</i>
IMO	International Maritime Organization/ <i>Międzynarodowa Organizacja Morska</i>
JTFA	Joint Time-Frequency Analysis/ <i>analiza czasowo-częstotliwościowa</i>
L_p	acoustic pressure level/ <i>poziom ciśnienia akustycznego</i>
MB	binary errors matrix/ <i>binarna macierz uszkodzeń</i>
MEPC	Marine Environment Protection Committee/ <i>Morski Komitet Ochrony Środowiska</i>
M_o	torque/ <i>moment obrotowy</i>
n	engine speed/ <i>prędkość obrotowa</i>
N_e	effective power/ <i>moc użyteczna</i>
NO_x	nitrous oxides/ <i>tlenki azotu</i>
p_c	cylinder pressure/ <i>ciśnienie w cylindrze</i>
P_{ei}	engine power/ <i>moc silnika</i>
p_{inj}	injection pressure/ <i>ciśnienie wtrysku</i>
PM	particulate matter/ <i>cząstka stała</i>
S	route/ <i>droga</i>
SO_x	sulphur oxides/ <i>tlenki siarki</i>
STFT	Short-Time Fourier Transform/ <i>krótkoczasowa transformata Fouriera</i>
WT	Wigner-Ville Transform/ <i>transformata Wignera Ville'a</i>
WZ	outside conditions/ <i>warunki zewnętrzne</i>
η	efficiency/ <i>sprawność</i>

wiarygodność metody w odniesieniu do zastosowania jej w analizach procesów zachodzących w wielocylindrowych silnikach ZS.

Ciągły proces zużywania silnika, który potęguje niewłaściwy proces eksploatacji, prowadzi bezpośrednio do obniżenia wskaźników eksploatacyjnych, niewłaściwego tworzenia mieszanki, nieprawidłowego przebiegu spalania, obniżenia trwałości silnika i, w konsekwencji, do jego uszkodzenia. Każdy z powyższych czynników oddziałuje na emisję składników szkodliwych spalin, co jest istotne dla ochrony środowiska naturalnego i zdrowia człowieka. Powyższe zagadnienie stanowi jeden z głównych powodów, dla których diagnostyka obiektu technicznego w całym okresie jego eksploatacji nabiera większego znaczenia.

Powyższa diagnoza daje precyzyjne informacje o prawidłowości przebiegu procesu lub jego braku, co czyni diagnostykę bardziej wiarygodną. Pogorszenie się charakterystyk eksploatacyjnych silnika i uszkodzeń powstałych w jego podzespołach wpływa na wzrost emisji powyżej ich wartości granicznych. Należyta diagnoza zapewni wykrycie niesprawności i ich źródeł podczas normalnej eksploatacji statku i ich usunięcie. W wyniku tego, środki transportu wodnego wyposażone w silniki spalinowe mogą być objęte ciągłą diagnostyką, co wpłynie na poprawę ich charakterystyk ekologicznych. Opisana metoda dotyczy diagnostyki procesu spalania, dzięki czemu może być pomocna w ciągłej kontroli niniejszego procesu dla strategii EOBD (*European On-Board Diagnostics*) i jej dokładniejszej realizacji.

Bibliography/Literatura

- [1] Dudziak J.: Ship theory. The Sea Publishing House, Gdańsk 2008.
- [2] Kniaziewicz T.: Problems of imission modelling process for toxic compounds of ships engines in the areas of city seaside agglomerations. The 7th International Scientific Conference "Gas Engines" 2006. Scientific papers of Czestochowa University of Technology 162, Mechanics 26, Czestochowa 2006.
- [3] Kulczyk J., Winter J.: Middle-land water transport. Publishing Office of Wrocław University of Technology, Wrocław 2003.
- [4] MARPOL Convention 73/78, Annex VI, IMO, London.
- [5] "Meeting the next challenge. IMO Tier II and Tier III", Cummins Bulletin 2011.
- [6] Michalski J.P.: Methods useful in computer needed initial design of middle-land ships. Publishing House of Gdansk University of Technology, Gdańsk 2007.
- [7] "Towards IMO Tier III", MAN Diesel, 2009.
- [8] www.bksv.com. (update: 22.10.2012).

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

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



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

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

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



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

Dr inż. Marek Waligórski – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

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



Tomasz Kniaziewicz, DEng. – Doctor in the Mechanical-Electrical Faculty at Heroes of Westerplatte Memorial Naval Academy in Gdynia.

Dr inż. Tomasz Kniaziewicz – Adiunkt na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.

e-mail: tkniaziewicz@wp.pl



An analysis of phenomena accompanying ring collaboration with worn cylinder surface

The presented study which refers to the earlier papers of the authors discusses an effect of cylinder wall deformation on the effectiveness of compression ring operation. Presented models permit a mathematical description of a deformed cylinder and definition of ring wall pressure relative to these deformations.

The drafts presented in the paper, obtained in a course of calculations of a compression ring installed in a work machine engine, allow to evaluate the effect of cylinder deformations on distribution of ring circumferential pressure and point out areas where the light slots could occur.

Key words: piston ring, oil film, ring wall pressure

Analiza zjawisk towarzyszących współpracy pierścienia tłokowego ze zużytą powierzchnią gładzi cylindra

W niniejszej pracy, wiążącej się tematycznie z wcześniejszymi publikacjami autorów, określono wpływ zmian kształtu otworu cylindra na skuteczność pracy pierścienia uszczelniającego. Zaprezentowano modele, umożliwiające matematyczny opis odkształconego otworu cylindra, a także wyznaczenie odpowiadającego tym odkształceniom nacisku pierścienia na gładź cylindra.

Na zamieszczonych w opracowaniu wykresach, uzyskanych podczas obliczeń pierścienia uszczelniającego pracującego w silniku spalinowym maszyny roboczej, pokazano przebiegi pozwalające ocenić wpływu wartości zniekształcenia otworu cylindra na rozkład nacisków obwodowych, a także wskazano miejsca, w których możliwe jest pojawienie się tzw. szczelin świetlnych.

Słowa kluczowe: pierścień tłokowy, film olejowy, rozkład nacisków pierścienia

1. Introduction

Piston together with rings and cylinder liner form a mobile labyrinth sealing. Its basic goal is a tight combustion chamber. It is assumed at the stage of ring design that it will move along a cylinder of circular cross-section. Test revealed that any deviation of this shape lead to a drop in tightness efficiency, increased wear of collaborating ring and liner as well as such unfavorable effects as oil film ruptures and gas blow-by.

Within an entire cycle of engine operation the compression ring wall pressure resulting from its own elasticity and external forces should be high enough to extort mutual contact of their faces. Within the external forces the most important one is a gas force varying during the engine operation cycle. Calculations show that the momentary ring pressure resulting from this force could exceed several times the pressure of ring own elasticity.

Basic data characteristic for ring design are calculated assuming circular circumference. However, measurements show that even new liners reveal considerable deviation from this assumption. In order to limit the effect of liner deformation on proper operation of the sealing the limits of orifice shape error (its roundness, rectilinearity and coaxiality) should be defined. For example, for the HDD engines the tolerance limit of shape error should lie within limits of 6–10 μm [1].

The errors of macroshape could occur also at the stage of engine assembly; for instance, exemplary cylinder defor-

1. Wprowadzenie

Tłok oraz osadzone na nim pierścienie tworzą wraz z tuleją cylindrową ruchome uszczelnienie labiryntowe, którego podstawowym zadaniem jest zapewnienie szczelności komory spalania. Podczas projektowania pierścienia uszczelniającego zakłada się, że będzie się on przemieszczał w cylindrze o przekroju kołowym. Badania wykazują, że wszelkie odstępstwa od tego kształtu powodują spadek skuteczności uszczelnienia, zwiększone zużycie współpracujących powierzchni pierścienia i cylindra, a także pojawienie się takich niekorzystnych zjawisk, jak zaniki ciągłości filmu olejowego i przedmuchy gazów.

W całym cyklu pracy silnika nacisk pierścienia uszczelniającego na gładź cylindra, wywołany sprężystością własną pierścienia oraz działaniem sił zewnętrznych, powinien być na tyle duży, aby wymuszał wzajemne przyleganie ich powierzchni roboczych. W grupie sił zewnętrznych do najważniejszych zalicza się siłę gazową, której wartość zmienia się i zależności od fazy cyklu pracy silnika. Obliczenia wykazują, że powstający w wyniku działania tej siły chwilowy nacisk pierścienia może wielokrotnie przewyższyć docisk wynikający z jego sprężystości własnej.

Podstawowe wielkości charakteryzujące konstrukcję pierścienia tłokowego są obliczane przy założeniu, że jego linia obwodowa jest okręgiem. Tymczasem pomiary nawet nowych tulei cylindrowych wykazują znaczne odstępstwa od tego założenia. W celu ograniczenia wpływu zniekształceń

mations caused by installation of cylinder head are shown in [2].

Mechanical and thermal loads caused by phenomena accompanying engine operation affect to high degree the geometry of cylinder liner. As a result of their working a momentary or permanent change in liner shape occurs and its size depends above all on the value and location of load, applied material, the way liner is installed in cylinder block, type of cooling and so on. There are estimations that the size of deformations caused by such loads can reach the value within the range of 30–60 μm .

Fig. 1 shows several cases of cylinder deformations corresponding to the model loads.

In a case when deformation does not exceed the yield point of liner material restitution is possible after load disappearance. This does not happen when permanent deformations occur because of wear. Fig. 2 presents a typical course of worn cylinder generatrix. The greatest change in bore radius Δr occurs most often at the upper part of cylinder where the first compression ring contacts with the bore.

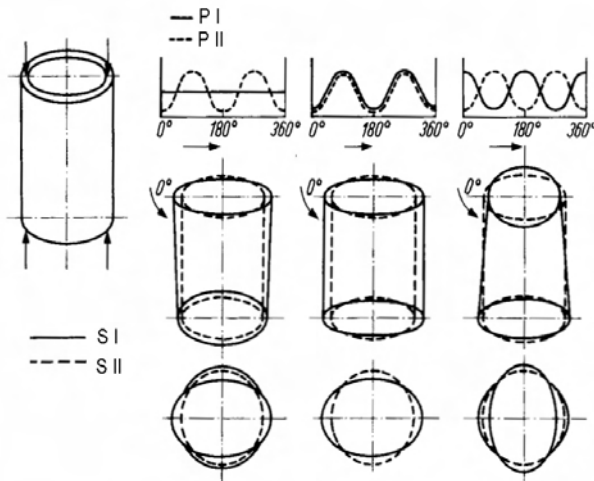


Fig. 1. Deformations of cylinder sinusoidally loaded along its circumference; P I i P II – load on upper and lower part of cylinder, respectively, S I i S II – shape of cylinder bore before and after load, respectively [3]

Rys. 1. Odkształcenia cylindra obciążonego sinusoidalnie na obwodzie; P I i P II – obciążenie, odpowiednio górnej i dolnej części cylindra, S I i S II – kształty otworu cylindra, odpowiednio przed i po obciążeniu [3]

Beside the characteristic changes observed along the cylinder generatrix the variations of its circumferential line occur as well. These variations are the individual ones and concern a single cylinder. They are caused by natural wear or by the problems due to the engine run. It is generally considered that the following reasons affect the wear of cylinder bore to the highest extend:

- type of lubricating system and use of various lubricating oils,
- different operational conditions of some details of piston-cylinder system due to various errors encountered at the stage of engine assembly and adjustment,
- different conditions of single cylinder operation, e.g. common turbocharger,

na poprawność pracy uszczelnienia określa się graniczne wartości błędów makrosztátu otworu (jego okrągłości oraz prostoliniowości lub współosiowości). Przykładowo, dla silników HDD graniczna wartość tolerancji błędu kształtu powinna mieścić się w granicach 6–10 μm [1].

Błędy makrosztátu otworu mogą także powstawać w fazie montażu silnika; przykładowe odkształcenia cylindra powstające podczas łączenia głowicy z blokiem cylindrowym pokazano m.in. w pracy [2].

Na geometrię cylindra (tulei cylindrowej) w sposób bardzo istotny wpływają obciążenia mechaniczne i cieplne, wywołane zjawiskami towarzyszącymi pracy silnika. W efekcie ich działania następuje chwilowa lub trwała zmiana kształtu otworu tulei, a jej wielkość zależy przede wszystkim od wartości oraz miejsca działania obciążenia, zastosowanego materiału, sposobu mocowania tulei w kałużbie, rodzaju jej chłodzenia itp. Ocenia się, że wielkość odkształceń wywołanych tymi obciążeniami może osiągać wartości mieszczące się w granicach 30–60 μm .

Na rysunku 1 pokazano kilka przykładowych przypadków odkształcenia cylindra odpowiadających zamodelowanemu obciążeniu.

W przypadkach, gdy wielkość odkształcenia nie przekroczy jeszcze granicy sprężystości materiału tulei, po zaniku obciążenia możliwy jest powrót do kształtu początkowego. Nie nastąpi to jednak w sytuacji, gdy w wyniku zużycia dojdzie do trwałych zmian kształtu otworu. Na rysunku 2 pokazano typowy przebieg tworzącej zużytego cylindra. Największa zmiana promienia otworu Δr pojawia się najczęściej w górnej jego części, w obszarze styku pierwszego pierścienia uszczelniającego z gładzią cylindra.

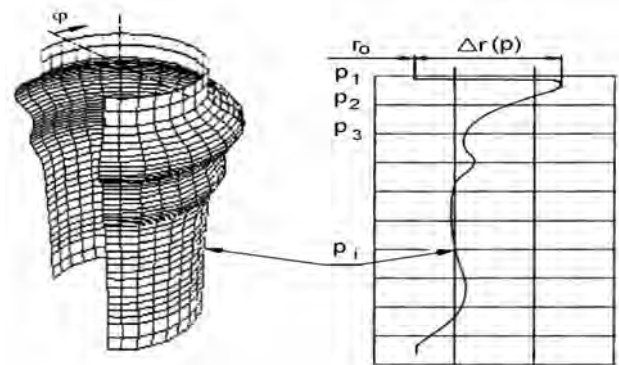


Fig. 2. Example of cylinder bore generatrix course; p_i – plane of cylinder cross-section

Rys. 2. Przykładowy przebieg tworzącej cylindra silnika spalinowego; p_i – płaszczyzna przekroju cylindra

Poza charakterystycznym zmianami obserwowanym wzdłuż tworzącej cylindra pojawiają się również zmiany przebiegu jego linii obwodowej. Zmiany mają najczęściej charakter indywidualny dla danego cylindra i są wywołane jego naturalnym zużyciem, a także mogą być spowodowane problemami towarzyszącymi eksploatacji silnika. Uważa się, że największy wpływ na zużycie gładzi cylindra mają (podane dalej przyczyny dotyczą przede wszystkim silnika okrętowego [4]):

– constructional, material, technological and assembly conditions of individual cylinders.

All deformations of cylinder bore influence negatively on quality of sealing operation. The authors wrote about this previously when analyzing the effect of uniformly worn cylinder bore on correctness of compression ring operation [6]. Phenomena encountered during engine run lead to the bore uneven wear and cylinder cross-section far from the circular one. Because of that the definition of change in cylinder circumferential line effect on operation of compression ring, circumferential distribution of ring wall pressure in particular was chosen as the goal of presented paper.

2. Modeling of collaboration of compression ring with a deformed cylinder bore

In [5] authors presented the method how to determine the distribution of ring elastic pressure against the circular cylinder bore. The investigations concerned a bore in which the diameter nominal at the beginning rose gradually along with the wear. For computations the real ring was replaced by a computational model composed of a number of rigid rectilinear sections connected with joints one to another. The mathematical description of forces and moments acting in joints together with knowledge on ring geometry allowed to determine a circumferential distribution or ring wall pressure.

Presented in [5] results of model investigations were carried out for the compression ring of marine engine of constant wall pressure at the beginning. The

- konstrukcję układu smarowania i stosowanie różnych gatunków olejów smarowych,
- odmienne warunki pracy niektórych elementów układu tłokowo-cylindrowego spowodowane różnego rodzaju błędami powstającymi podczas montażu i regulacji silnika,
- odmienne warunki współpracy dla pewnej grupy cylindrów (np. wspólna turbosprężarka),
- indywidualne różnice konstrukcyjne, materiałowe, technologiczne i montażowe poszczególnych cylindrów.

Wszelkie odkształcenia otworu cylindra mają bardzo negatywny wpływ na jakość pracy uszczelnienia. Autorzy pisali już wcześniej o tym problemie analizując wpływ równomiernego zużycia powierzchni cylindra na poprawność pracy pierścienia uszczelniającego [6]. Zjawiska, działające podczas eksploatacji silnika powodują, że zużycie gładzi nie jest równomierne, a przekrój otworu cylindra znacznie odbiega od okręgu. Dlatego za cel tego opracowania przyjęto określenie wpływu zmian przebiegu linii obwodowej cylindra na pracę pierścienia uszczelniającego, w szczególności na obwodowy rozkład jego nacisku na gładź cylindra.

2. Modelowanie współpracy pierścienia uszczelniającego z odkształconą gładzią cylindra

Metodę wyznaczenia rozkładu nacisku sprężystego pierścienia na ścianki okrągłego cylindra przedstawili autorzy w pracy [5]. Badania dotyczyły cylindra, w którym średnica, początkowo nominalna, równomiernie wzrastała wraz z jego zużyciem. Podczas obliczeń pierścienia rzeczywisty zastąpiono modelem obliczeniowym, złożonym z dużej liczby sztywnych odcinków prostoliniowych połączonych przegubami. Opis matematyczny sił i momentów działających w przegubach, przy jednoczesnej znajomości geometrii pierścienia, pozwalał wyznaczać obwodowy rozkład jego nacisku na gładź cylindra.

Wyniki badań modelowych, przedstawione w pracy [5], zostały wykonane dla pierścienia uszczelniającego

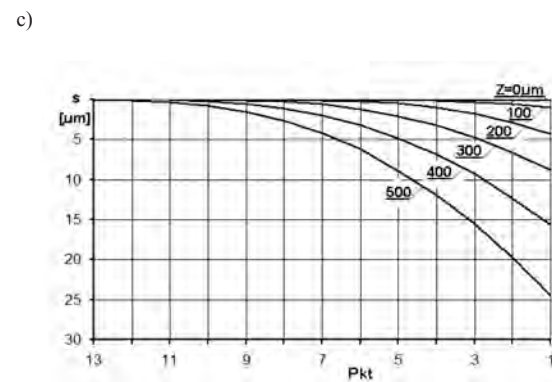
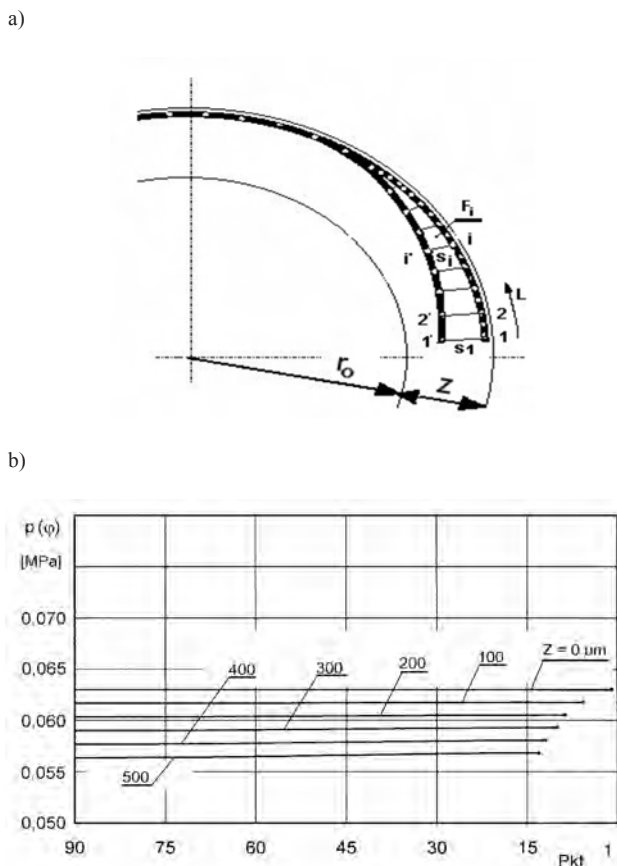


Fig. 3. The shape adopted by ring (a), changes in its circumferential wall pressure $p(\varphi)$ (b) and light slot widthness s (c) caused by the increase in bore wear; Pkt – points on bore surface counted starting from ring free gap [5]

Rys. 3. Kształt przyjmowany przez pierścień (a), zmiany jego nacisku obwodowego $p(\varphi)$ (b) oraz szerokość szczeliny s (c) wywołane wzrostem zużycia z gładzi cylindra; Pkt – punkty na powierzchni cylindra liczone od zamka pierścienia [5]

achieved results confirmed the assumption that the ring touches the wall with its entire circumference only in the new bore (for which the wear $z_a = 0 \mu\text{m}$ – Fig. 3). Along with the increase in wear the ring pressure decreases (see Fig. 3b) and the length of its contact with bore decreases at the same time (Fig. 3c). This effect could be explained by the increasing distance of ring ends from the bore (as shown in Fig. 3a).

The phenomenon of pressure drop in gap vicinity due to wear of bore is well known to designers of piston rings. To prevent the negative effect of this (blow-by, first of all) the increased elastic pressure of ring is anticipated in this area at the design stage.

The calculational method proposed in [2] allows for a precise determination of ring pressure circumferential distribution against the new or evenly worn bore. In the case of bore non-circular deformation a calculational problem emerges, i.e. there are considerable fluctuations in pressure which are not physically justified. The study [2] proposes a method that allows elimination or limitation of this phenomenon. The authors of this study decided that to achieve the appointed goal the analytical methods should be used, though less accurate and applicable in a limited range can obtain stable results for bore deformations presented in this paper.

3. Mathematical illustration of bore circumferential line

Construction of cylinder bore 3D picture requires a knowledge of its circumferential lines course (at selected planes) and generatrices of profile. For a selected plane the changes in cylinder radius $\Delta r(\varphi)$, caused by the change in bore shape can be expressed as a difference between an actual and initial radius, or as a sum of components z_a and $z_b(\varphi)$ (see Fig. 4).

$$\Delta r(\varphi) = z_a + z_b(\varphi) \quad (1)$$

where the z_a component is a mean value of radius increase while the $z_b(\varphi)$ component is a deviation from the mean line measured along the cylinder circumference. When there is no bore deformation, i.e. $z_b(\varphi) = 0$, the component z_a means the wear of cylinder bore.

For mathematical description of bore form the Fourier series can be applied

$$z_b(\varphi) = \sum_{h=1}^n A_h \cos(h\varphi + \delta_h) \quad (2)$$

where factors A_h and δ_h are amplitude and phase shift of consecutive harmonics in series.

Due to change in shape of bore the wall pressure of ring inside undergoes the change from initial constant ($p(f) = p_z = \text{const}$) to a variable along the bore circumference. Execution of circumferential line course description and the neutral line of free ring is necessary to calculate this pressure.

After ring installation in the bore the curvature of its neutral plane changes itself from the one corresponding to

silnika okrętowego, o początkowo stałym nacisku obwodowym. Uzyskane wyniki potwierdziły przypuszczenie, że tylko w nowym cylindrze (dla którego zużycie $z_a = 0 \mu\text{m}$ – rys. 3) pierścień całym obwodem przylega do gładzi cylindra. Wraz ze wzrostem zużycia nacisk pierścienia zmniejsza się (rys. 3b), a jednocześnie maleje długość linii jego kontaktu z gładzią (rys. 3c). Efekt ten jest spowodowany oddalaniem się końców pierścienia od powierzchni cylindra (co pokazano na szkicu na rys. 3a).

Zjawisko spadku nacisku w obszarze zamka, spowodowane zużyciem gładzi, znane jest konstruktorom pierścieni tłokowych. W celu zapobieżenia jego negatywnym skutkom (w tym przede wszystkim przedmuchom gazów) już w fazie konstruowania w tym właśnie obszarze nadaje się pierścieniowi zwiększony nacisk własny.

Proponowana w pracy [2] metoda obliczeniowa pozwala precyzyjnie wyznaczyć rozkład obwodowego nacisku pierścienia na nową względnie równomiernie zużytą gładź cylindra. W przypadkach niekołowego odkształcenia cylindra pojawia się jednak problem obliczeniowy, objawiający się znacznymi fluktuacjami wartości nacisku, co nie ma jednak fizycznego uzasadnienia. Metodę, pozwalającą na eliminację bądź ograniczenie tego zjawiska podano w pracy [2]. Autorzy niniejszej pracy jednak uznali, że do zrealizowania przyjętego celu badań należy zastosować metody analityczne które, chociaż mniej dokładne i o ograniczonym zakresie stosowania, pozwolą uzyskać stabilne wyniki obliczeń dla rozpatrywanych w tym opracowaniu odkształceń otworu cylindra.

3. Matematyczny opis linii obwodowej cylindra

Utworzenie przestrzennego obrazu otworu cylindra wymaga znajomości przebiegów jego linii obwodowych (leżących w wybranych płaszczyznach przekroju) oraz tworzących profilu. Dla wybranej płaszczyzny przekroju

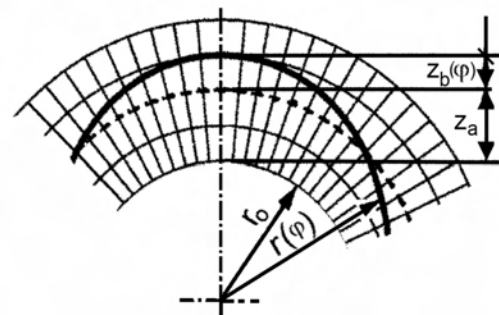


Fig. 4. The course of bore circumferential line with markings of characteristic quantities

Rys. 4. Przebieg linii obwodowej cylindra wraz z oznaczeniami charakterystycznych wielkości

zmiany promienia cylindra $\Delta r(\varphi)$, spowodowany zmianą kształtu jego otworu, można wyrazić jako różnicę promieni, rzeczywistego $r(\varphi)$ i początkowego r_0 , względnie jako sumę składników z_a i $z_b(\varphi)$ (rys. 4) – wzór (1),

gdzie składnik z_a to średnia wartość przyrostu promienia cylindra, a składnik $z_b(\varphi)$ to odchylenie od linii średniej mierzone wzdłuż obwodu cylindra. W przypadku braku

ring free form $v_p(\varphi)$ to another corresponding to the bore curvature $v_c(\varphi)$ (assuming the full contact between ring and bore). The basic relationship between the change in ring curvature and bending moment $M_g(\varphi)$ extorting this change has the following form

$$v_p - v_c = -\frac{M_g(\varphi)}{E \cdot I} \quad (3)$$

where E is the Young modulus while I is the inertia moment of ring cross-section.

It was proved in [7] that the bore curvature radius could be described with following formula

$$v_c(\varphi) = \frac{1}{r(\varphi)} \left(1 - \frac{z_b''(\varphi)}{r(\varphi)} \right) \quad (4)$$

whereas the curvature radius of free ring neutral plane with formula

$$v_p(\varphi) = \frac{1 - K(1 + \cos \varphi)}{r_m} \quad (5)$$

where K is a ring characteristic parameter. Correlation that enables calculations of the circumferential ring pressure at the point defined by an angle was developed using Eq. (4) and (5). The way the equation was defined is described in details in [7].

$$p(\varphi) = \frac{E \cdot I}{h_p \cdot r_m^4} \cdot [K \cdot r_m - (z_a + z_b(\varphi) + z_b''(\varphi) + z_b^{IV}(\varphi))] \quad (6)$$

Formula (6) proves that the ring pressure varies with the change in value of circumferential line deviation from the mean line (and its 2nd and 4th derivative as well).

4. Calculations of compression ring pressure against the deformed bore

Presented example concerns a trial of computational definition of compression ring wall pressure in a bore after 7 thousand hours operation on earth moving machine.

The results of bore measurements were used for determination of an approximate course of circumferential line at the level of TDC. It was assumed that there is a symmetry of bore relative to the axis passing points 1 and 91 (see Fig. 5) in order to make the result analysis and presentation easier. Because of symmetry of results, only the part concerning the "upper" region of cylinder are presented in further charts.

According to Eq. (1) the distance between points on circumferential line and the bore axis can be described with a harmonic series

$$r(\varphi) = r_o + z_a + \sum_{h=1}^n A_h \cos(h\varphi + \delta_h) \quad (7)$$

deformacji cylindra (tzn. gdy $z_b(\varphi) = 0$) składnik z_a będzie wyrażał zużycie gładzi cylindra.

Do matematycznego opisu kształtu otworu cylindra można zastosować szereg harmoniczny Fouriera (2), gdzie wielkości A_h i δ_h to odpowiednio amplituda i przesunięcie fazowe kolejnych harmonicznych szeregu.

W efekcie zmian kształtu otworu cylindra nacisk znajdujęcego się w jego wnętrzu pierścienia również ulegnie zmianie, od początkowego stałego ($p(\varphi) = p_z = \text{const}$), do zmiennego wzdłuż obwodu cylindra. Obliczenie wartości tego nacisku wymaga wykonania opisu przebiegu linii obwodowej cylindra oraz linii obojętnej swobodnego pierścienia.

Po wprowadzeniu pierścienia do wnętrza cylindra krzywizna płaszczyzny jego warstwy obojętnej zmienia się, z odpowiadającej postaci swobodnej $v_p(\varphi)$ do odpowiadającej krzywiznie cylindra $v_c(\varphi)$ (przy założeniu pełnego przylegania pierścienia do gładzi cylindra). Podstawowy związek pomiędzy zmianą krzywizny pierścienia i momentem gnącym $M_g(\varphi)$ wymuszającym tę zmianę ma postać (3),

gdzie E to moduł sprężystości postaciowej, a I to moment bezwładności przekroju pierścienia.

W pracy [7] wykazano, że promień krzywizny cylindra można opisać zależnością (4), natomiast promień krzywizny warstwy obojętnej swobodnego pierścienia wzorem (5), gdzie K to parametr charakterystyczny pierścienia. Wykorzystując zależności (4) i (5) wyznaczono związek umożliwiający obliczenie wartości obwodowego nacisku pierścienia $p(\varphi)$ w punkcie danym kątem φ (sposób wyznaczenia wzoru opisano szczegółowo w pracy [7]) – wzór (6).

Z zależności (6) wynika, że nacisk pierścienia zmienia się wraz ze zmianą wartości odchylenia linii obwodowej od linii średniej $z_b(\varphi)$ (a także od jego 2 i 4 pochodnej).

4. Obliczania nacisku pierścienia uszczelniającego na gładź odkształconego cylindra

Przedstawiony dalej przykład dotyczy próby obliczeniowego wyznaczenia nacisku pierścienia uszczelniającego na gładź tulei cylindrowej, która przepracowała około 7 tys. godzin w silniku maszyny roboczej (w spychaczu). Do wyznaczenia przybliżonego przebiegu linii obwodowej na wysokości ZZ wykorzystano wyniki pomiarów otworu tulei. W celu ułatwienia analizy wyników i ich prezentacji przyjęto, że występuje symetria kształtu otworu cylindra względem osi przechodzącej przez punkty 1 i 91 – rys. 5. Na zamieszczonych dalej wykresach, ze względu na symetrię otrzymanywnych wyników, pokazywano tylko ich część dotyczącą „górnego” obszaru cylindra.

Zgodnie ze wzorem (1) odległość punktów leżących na linii obwodowej cylindra od jego osi można opisać szeregiem harmonicznym (7).

Stosując odpowiednie procedury obliczono wielkości charakteryzujące kolejne wyrazy szeregu harmonicznego. W szczególności obliczono amplitudy harmonicznych A_h , przesunięcia fazowe δ_h oraz średnie zużycie z_a . Z danych zamieszczonych w tabl. 1 wynika (podano tylko wartości amplitud pierwszych 10 harmonicznych), że szczególnie

Using the appropriate procedures the characteristic quantities of consecutive series components were calculated. In particular, harmonic amplitudes A_n , phase shift δ_n and mean wear z_a were calculated. Data presented in Table 1 (amplitude values of the first 10 harmonics were given) show that the second order harmonic reaches exceptionally high value, which proves the considerable cylinder wear as well as the 4th harmonics, which could be caused by deformations that occurred at cylinder head assembly. The amplitudes of higher order harmonics have far lower values and do not exceed the assumed accuracy of bore radius determination ($1 \mu\text{m}$).

Table 1. Data used in calculation example

Tablica 1. Dane wykorzystane w przykładzie obliczeniowym

Operation time/ czas pracy tulei [h]	7000		
Mean wear z_a / zużycie średnie z_a [μm]	99.4		
Harmonic order/ rzęd harmonicznej	Amplitude/ amplituda A_n [μm]	Harmonic order/rzęd harmonicznej	Amplitude/ amplituda A_n [μm]
1	2.09	6	0.76
2	23.7	7	0.66
3	1.10	8	0.18
4	4.55	9	0.40
5	0.18	10	0.37

More harmonics taken into account for construction of bore circumferential line, lesser deviation of its course from the actual shape of bore (Fig. 6). The course of curves show that even the sum of ten harmonics does not reproduces accurately the shape of bore. This is due to unevenness of bore surface and relatively low precision of radius measurement. An increase of reproduction of bore shape requires more harmonics taken into consideration.

a)

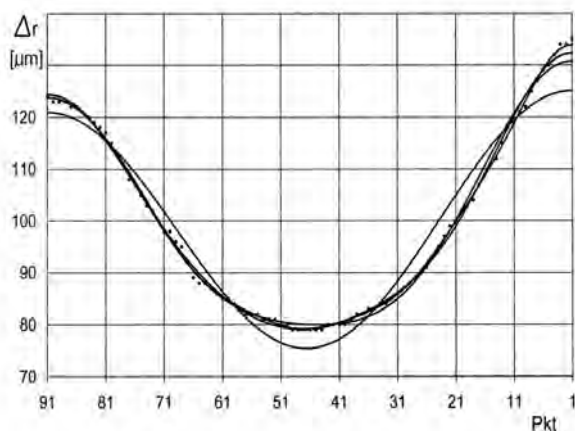


Fig. 6. Comparison of bore circumferential line course (given by the points 1) with the course of circumferential line constructed with successive harmonics of Fourier series: 2 – 10 harmonics, 3 – 6 harmonics, 4 – 4 harmonics, 5 – 2 harmonics

Rys. 6. Porównanie przebiegu linii obwodowej cylindra (danego punktami 1) z przebiegiem linii obwodowej wyrażonej sumą kolejnych harmonicznych szeregu Fouriera: 2 – 10 harmonicznych, 3 – 6 harmonicznych, 4 – 4 harmonicznych, 5 – 2 harmonicznych

dużą wartość osiąga harmoniczna 2 rzędu, co świadczy o dużym zużyciu cylindra, a także harmoniczna 4 rzędu, co może się być spowodowane odkształceniami powstałymi podczas mocowania głowicy silnika. Amplitudy harmonicznych wyższych rzędów mają już znacznie mniejsze wartości i nie przekraczają przyjętej dokładności określania promienia cylindra ($1 \mu\text{m}$).

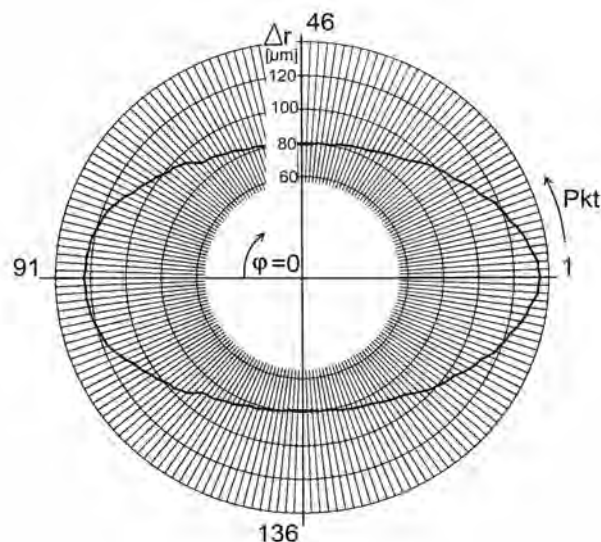
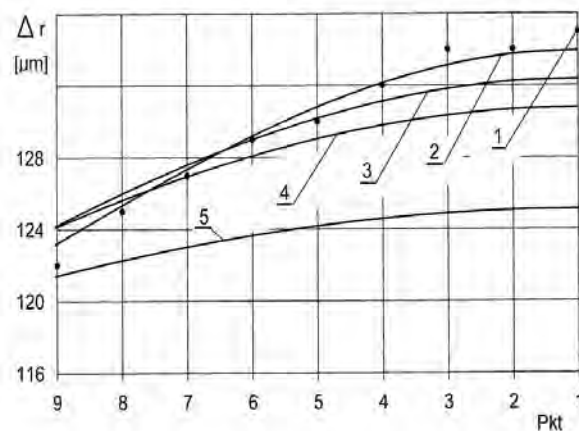


Fig. 5. The course of bore circumferential line obtained for the data undertaken for calculations

Rys. 5. Przebieg linii obwodowej cylindra uzyskany dla danych przyjętych w obliczeniach

Im większa liczba harmonicznych zostanie uwzględniona przy odtwarzaniu linii obwodowej cylindra, tym mniejsze są odstępstwa jej przebiegu od rzeczywistego kształtu otworu cylindra (rys. 6). Z przebiegu krzywych wynika jednak, że nawet suma 10 harmonicznych nie pozwala na jej dokładne odtworzenie. Jest to spowodowane nierównościami na

b)



The accuracy of reproduction of actual circumferential line affects to high degree the distribution of local wall pressure values (which results from the Eq. (6)). The courses of ring pressure variations presented in Fig. 7 confirm this observation. More the bore shape differs from the regular circle, i.e. higher number of harmonics is necessary for its reproduction, higher is the circumferential variability of ring wall pressure.

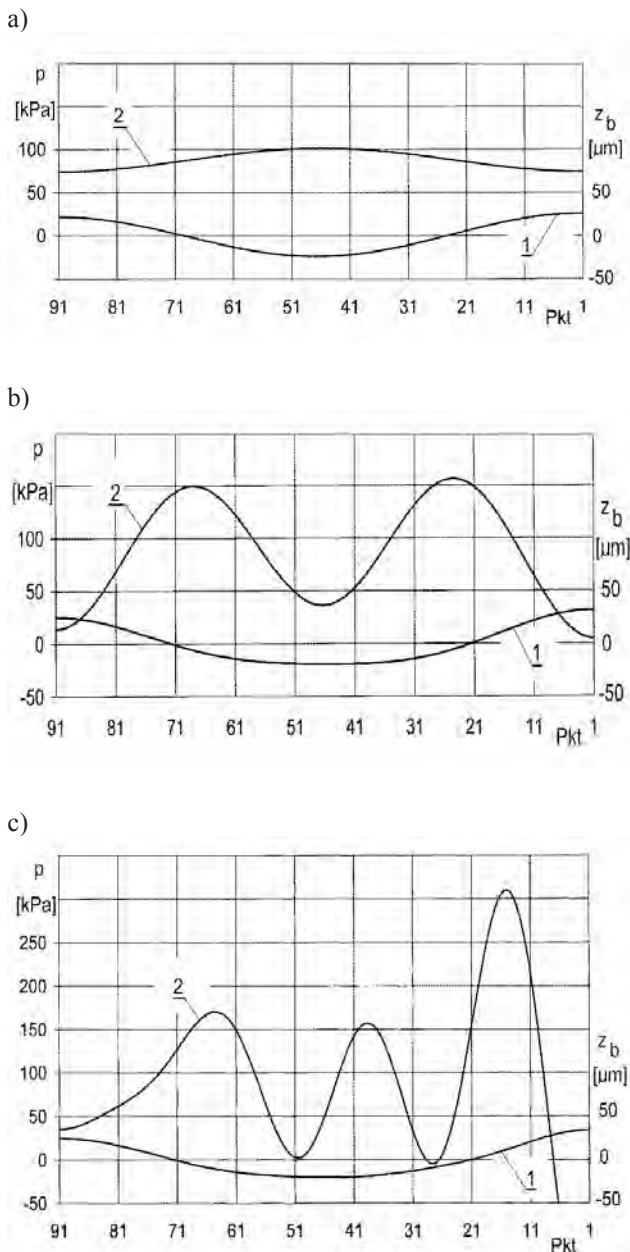


Fig. 8. Circumferential courses of ring pressure (2) and of bore circumferential line (1) given as a sum of: 2 harmonics (a), 4 harmonics (b) and 8 harmonics (c)

Rys. 8. Przebiegi obwodowe nacisku pierścienia (2) i linii obwodowej cylindra (1), danej sumą: 2 harmonicznym (a) 4 harmonicznym (b) i 8 harmonicznym (c)

To follow fully this correlation the courses of circumferential line and relative ring pressure calculated as a sum

powierzchni gładzi, a także względnie małą dokładnością pomiarów promienia. Zwiększenie dokładności odtworzenia przyjętego kształtu otworu cylindra wymaga uwzględnienia harmonicznym wyższym rzędów.

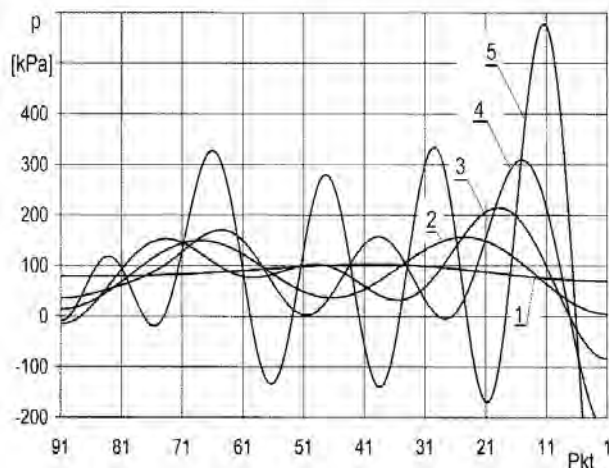


Fig. 7. Changes in ring circumferential wall pressure for bore circumferential line constructed as a sum of: 3 harmonics (1), 4 harmonics (2), 6 harmonics (3), 8 harmonics (4), 10 harmonics (5)

Rys. 7. Zmiany obwodowego nacisku pierścienia na gładzi cylindra, którego linię obwodową opisaną sumą: 1 – 3 harmonicznym, 2 – 4 harmonicznym, 3 – 6 harmonicznym, 4 – 8 harmonicznym, 5 – 10 harmonicznym

Dokładność odtworzenia rzeczywistej linii obwodowej ma duży wpływ na rozkład lokalnych nacisków pierścienia na gładzi cylindra (co wynika ze wzoru (6)). Potwierdzają to przebiegi zmian nacisku pierścienia zamieszczone na rys. 7. Im bardziej kształt otworu cylindra będzie różnił się od okręgu (tzn. im większą liczbę harmonicznym będzie niezbędna do odtworzenie jego kształtu), tym większa będzie obwodowa zmienność nacisku pierścienia.

W celu pełniejszego prześledzenia tej współzależności na kolejnych wykresach pokazano przebiegi linii obwodowej oraz odpowiadające jej przebiegowi naciski pierścienia, wyznaczone przy zsumowaniu odpowiednio 2, 4 i 8 harmonicznym. Przy uwzględnieniu tylko 2 harmonicznym (rys. 8a), pomimo znacznej wartości amplitudy odkształcenia otworu, wahania obwodowego nacisku pierścienia wokół wartości początkowej ($p_z = 94$ kPa) są względnie małe. Maksymalna wartość nacisku występuje w tym punkcie linii obwodowej, dla której promień jest najmniejszy.

Przy bardziej złożonych postaciach przebiegu linii obwodowej cylindra (np. opisanej sumą 8 harmonicznym – rys. 8c) nacisk zmienia się już znacznie gwałtowniej. Pojawiają się odcinki linii obwodowej, na których jego wartość jest mniejsza od zera (co oznacza brak docisku pierścienia, a w rezultacie możliwość wystąpienia przedmuchu gazów).

of 2, 4 and 8 harmonics are presented in following figures. Taking into account only 2 harmonics (Fig. 8a) fluctuations of circumferential ring pressure around the initial value ($p_z = 94$ kPa) are relatively low despite considerable bore deformation. Maximum pressure occurs at this point of circumferential line where the radius is the shortest.

For more complicated forms of circumferential line course (as the one described with a sum of 8 harmonics – see Fig. 8c) the pressure varies more intensively. Sections of circumferential line occur where this value is less than zero (which means the lack of pressure and possibility of blow-by as a result).

5. Summary and conclusions

Presented in this paper considerations and results of exemplary calculations carried out using a computer program developed by the authors show a close relation between the shape of cylinder bore and distribution of ring circumferential pressure. The minor deformations of bore of about a fraction of millimeter particularly highly affect the pressure variations.

However, it should be remembered that the presented tests were carried out without oil layer between ring face and bore. On a running engine the oil film separates both surfaces creating a carrying layer of a dozen or so micrometers in thickness which eliminates or at least limits the effect of micro-unevenness. It means that the effect of so minor deformations could be neglected when analyzing the distribution of compression ring wall pressure, whereas investigation should include the effect of greater deformations (described with harmonics of lower order).

Presented analyzes also omits the evaluation of the effect of bore deformations on stress that occurs during ring operation. This problem need investigating because major deformations of bore could bring about excessive stress in ring material leading to its failure.

5. Podsumowanie i wnioski

Przedstawione w opracowaniu rozważania oraz wyniki przykładowych obliczeń, wykonanych za pomocą opracowanego przez autorów programu komputerowego, wskazują na silne powiązanie kształtu otworu cylindra z rozkładem nacisków obwodowych pierścienia. Szczególnie duży wpływ na zmiany nacisku mają niewielkie lokalne odkształcenia gładzi, o wartości nie przekraczającej ułamka mikrometra.

Należy jednak pamiętać, że przedstawione badania przeprowadzono przy założeniu braku warstwy oleju (filmu olejowego) rozdzielającej współpracujące powierzchnie robocze pierścienia i cylindra. W pracującym silniku film olejowy, tworząc warstwę nośną o grubości od ułamka do nawet kilkunastu mikrometrów, rozdziela te powierzchnie, eliminując lub znacznie ograniczając wpływ mikronierówności. Oznacza to, że przy analizie rozkładu nacisku pierścienia uszczelniającego na gładź cylindra wpływ tych niewielkich odkształceń może zostać pominięty, natomiast badania powinny obejmować wpływ odkształceń o dużej wartości (danych harmonicznymi niższego rzędu).

W przedstawionych tu analizach pominięto także ocenę wpływu zniekształceń otworu cylindra na naprężenia powstające w pierścieniu podczas jego pracy. Problem ten wymaga zbadania, bowiem duże odkształcenia cylindra mogą spowodować nadmierny wzrost naprężeń w materiale pierścienia, doprowadzając do jego uszkodzenia.

Bibliography/Literatura

- [1] Gruszka J.: Technologiczne kształtowanie cech funkcjonalnych warstwy powierzchniowej tulei cylindrowej. Wydawnictwo PP, Poznań 2012.
- [2] Iskra A.: Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej. Wydawnictwo PP, Poznań 1996.
- [3] Kozaczewski W.: Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 2004.
- [4] Piaseczny L.: Technologia naprawy okrętowych silników spalinowych. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1992.
- [5] Serdecki W., Krzymień P.: Distribution of piston compression ring pressure against the deformed cylinder wall. Combustion Engines, No. 2/2011.
- [6] Serdecki W.: Analysis of ring pressure distribution on a deformed cylinder face. Journal of POLISH CIMAC. Energetic aspects, Gdańsk 2012, Vol. 7, No. 1.
- [7] Serdecki W., Krzymień P.: How the wear of cylinder liner affects the cooperation of piston-cylinder assembly of IC engine. Journal of Kones, Warsaw 2012.

Wojciech Serdecki, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznań University of Technology.

Dr hab. inż. Wojciech Serdecki – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wojciech.serdecki@put.poznan.pl



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

Dr inż. Piotr Krzymień – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: piotr.krzymien@put.poznan.pl



Method for the determining the fuel dose in three-part injection in the CR system of marine combustion engine

In this paper authors present the results of their studies on the selection of fuel dose in three-part injection system Common Rail of marine medium-speed combustion engine. The study was conducted on a special test stand, which allows the use of different pressure in the hydraulic tank and various times of injection with doses divided into three parts. Also there has been performed the measurement of single fuel dose mass. The plan of research also included the three values of the two input values (pressure in the hydraulic tank and the total time of injection) and one output - the total mass of the fuel dose. Based on the statistical analysis of measurement results there have been determined the forms of functions approximating the tested relations and have been presented the analysis of the accuracy and their measurements match. Presented polynomials of accuracy (function of researched object) allow a reasonable selection of the basic parameters of dosing for the three-part fuel injection.

Key words: *common rail system, fuel dosing study, multi-part fuel injection*

Metoda określania wielkości dawki trzyczęściowego wtrysku paliwa w systemie CR okrętowego silnika spalinowego

W pracy autorzy prezentują wyniki własnych badań dotyczących doboru dawki w trzyczęściowym wtrysku paliwa w układzie Common Rail okrętowego średnioobrotowego silnika spalinowego. Badania przeprowadzono na specjalnym stanowisku badawczym umożliwiającym stosowanie różnych wartości ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i różnego czasu wtrysku paliwa przy podziale dawki na trzy części. Wykonywano również pomiar masy pojedynczej dawki. Plan badań obejmował trzy wartości dwóch wielkości wejściowych (ciśnienie w zasobniku hydraulicznym i sumaryczny czas wtrysku paliwa) i jedną wyjściową – całkowitą masę dawki paliwa. Na podstawie analizy statystycznej wyników pomiarów wyznaczono postacie funkcji aproksymujących badane zależności i przedstawiono analizę miar dokładności ich dopasowania. Przedstawione wielomiany dopasowania (funkcje obiektu badań) pozwalają racjonalnie dobrać podstawowe parametry dawkowania dla trzyczęściowego wtrysku paliwa.

Słowa kluczowe: *układ common rail, badania dawkowania paliwa, wieloczęściowy wtrysk paliwa*

1. Introduction

In the construction of a Common Rail (CR) system, which is used in the marine piston combustion engine the important issue is the selection of the dosage, which must take into account, among others the duration of dosage or duration of its parts, engine speed and its load torque.

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

The authors proposed a method for the selection of these parameters for the medium speed marine engine. This method uses the theory of experiment planning, which allows reducing the number of so-called measurement systems and obtain a mathematical model of the fuel dosing during the injection. The model enables the multi-criteria optimization of the selection of fuel dose and can be used in the design of CR systems of marine combustion engines.

1. Wstęp

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

Autorzy zaproponowali metodę doboru tych parametrów dla okrętowego średnioobrotowego silnika spalinowego. W metodzie tej wykorzystano teorię planowania eksperymentu, co pozwala uzyskać matematyczny model dawkowania paliwa podczas wtrysku. Model umożliwia wielokryterialną optymalizację doboru dawki i może być wykorzystany w projektowaniu układów CR okrętowych silników spalinowych.

2. Realizacja eksperymentu

Przy doborze metody badań uwzględniono właściwości stanowiska badawczego, które jest przeznaczone do pomiaru masy dawki paliwa, ale także, co najważniejsze, rejestracji

2. Implementation of the experiment

In the selection of test methods were included the properties of the test stand, which is designed to measure the mass of fuel dose, but also, most importantly, to record the wave phenomena associated with the fuel supply. Another device used in the construction of the test stand is the controller, which enables the change of pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection with the assumed distribution times the dose (for the given intervals between each injection of the dose) it is possible to measure the mass of a single dose. The structure of controller allows distributing the fuel dose into five parts. Controller also enables the measurement and recording of the fuel pressure in the manifold, engine speed, fuel temperature in different parts of the supply system, crankshaft angle of injection period - which affects on the time conceived to carry out a full dose of fuel per cycle [1].

Using some of the mentioned above features of the test stand the two input values and one output were established – as in the tables 1 and 2. In the further part of the paper there are presented the results of measurement for the case, where a single dose is divided into three parts in the ratio of 10% – 80% – 10%, wherein between the pilot dose and the main dose were set the constant time interval equal to 700 μs , and between the main dose and additional dose 600 μs . Due to the low number of input variables (two) and their three values there was adopted a plan of complete static trivalent experiment, which was marked as PS/DK-32 [2].

Results obtained during the measurement allow the determination of approximating functions whose calculations are based on the analysis of variance and provide [3]:

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

The software package, which was used to analyze the conducted research with the following models:

- do not take into account the interaction,
- taking into account the linear – linear interaction,
- taking into account the linear – square interaction.

The final decision considering the choice of the model takes an operator familiar with the theoretical basis of the researched problems.

In case of the analyzed experiment the approximating function in the result of the identification may take the fol-

zjawisk falowych towarzyszących zasilaniu paliwem. Dodatkowym urządzeniem zastosowanym w budowie stanowiska jest sterownik umożliwiający zmiany ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i całkowitego czasu wtrysku paliwa przy założonej krotności podziału dawki (dla danych przerw pomiędzy wtryskiem poszczególnych jej części) oraz pomiar masy pojedynczej dawki. Konstrukcja sterownika umożliwia podział dawki na pięć części. Sterownik umożliwia również pomiar i rejestrację: ciśnienia paliwa w kolektorze, prędkość obrotową silnika, temperaturę paliwa w różnych odcinkach układu zasilania, kąt OWK trwania wtrysku – co przekłada się na czas dysponowany na realizację pełnej dawki paliwa na jeden cykl [1].

Wykorzystując niektóre z wymienionych wyżej możliwości stanowiska badawczego przyjęto dwie wielkości wejściowe i jedną wyjściową – jak w tabelach 1 i 2. Rozpatrzono przypadek, gdy pojedyncza dawka została podzielona na trzy części w proporcji 10% – 80% – 10%, przy czym przyjęto między dawką pilotującą a główną stały odstęp czasowy równy 700 μs , a między główną i dodatkową 600 μs . Z uwagi na niewielką liczbę wielkości wejściowych (dwie) i ich trzy wartości przyjęto plan doświadczenia statyczny kompletny trójwartościowy oznaczony PS/DK-32 [2].

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

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

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

- nie uwzględniających interakcji;
- z uwzględnieniem interakcji liniowo – liniowych;
- z uwzględnieniem interakcji liniowo – kwadratowych.

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

W przypadku analizowanego eksperymentu funkcja aproksymująca w wyniku przeprowadzonej identyfikacji może mieć następujące postacie w zależności od rodzaju uwzględnionej interakcji:

- bez uwzględnienia interakcji – wzór (1),
- z uwzględnieniem interakcji liniowo – liniowych – wzór (2),
- z uwzględnieniem interakcji liniowo – kwadratowych – wzór (3).

Table 1. The comparison of the input values

Tabela 1. Zestawienie wartości wielkości wejściowych

No./ lp.	Name of the input value/nazwa wielkości wejściowej	Marking and dimension/ oznaczenie i wymiar	Low value/ wartość dolna	Average value/ wartość średnia	High value/ wartość górna
1	Pressure in the hydraulic tank/ciśnienie w zasobniku hydraulicznym	p_z [MPa]	120	135	150
2	Total time of injection/sumaryczny czas wtrysku paliwa	t [s ⁻⁶]	2300	3000	3700

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

Tabela 2. Plan doświadczenia i wyniki pomiarów dawki paliwa

Number of measurement system/ nr układu pomiarów	p_z [MPa]	Total time of injection/ sumaryczny czas wtrysku [s ⁻⁶]	Fuel dose/ dawka pal. [mg/inj]
1	120	3700	141.84
2	120	3000	92.16
3	120	2300	48.84
4	135	3700	142.48
5	135	3000	95.12
6	135	2300	52.28
7	150	3700	144.92
8	150	3000	99.18
9	150	2300	53.76

lowing forms depending on the type of interaction that is included:

– without taking into account the interaction

$$q = -76.14 - 0.0211 \cdot p_z - 0.0007 \cdot p_z^2 + -0.0425 \cdot t + 0.0000038 \cdot t^2 \quad (1)$$

– taking into account the linear – linear interaction

$$q = -93.89 + 0.1103 \cdot p_z + 0.000696 \cdot p_z^2 + +0.0484 \cdot t + 0.0000038 \cdot t^2 + -0.0000438 \cdot p_z \cdot t \quad (2)$$

– taking into account the linear – square interaction

$$q = -1015.9 + 15.695 \cdot p_z - 0.0636 \cdot p_z^2 + +0.5702 \cdot t - 0.000065 \cdot t^2 - 0.0091 \cdot p_z \cdot t + +0.00000124 \cdot p_z \cdot t^2 + 0.0000381 \cdot p_z^2 \cdot t + -0.000000005 \cdot p_z^2 \cdot t^2 \quad (3)$$

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

To assess the reliability of the analysis included in the adopted above models of multiple regression was made for a review of the results of the unconverted output value. The results indicate that for the model without the interaction and with linear – linear interaction the significant importance for tests indicate the components of linear equations. For example, the probability of obtaining the random result p for the above components of equation does not exceed 0.015, the value of the t-Student's distribution is well above the minimum values for the accepted number of degrees of latitude and $p < 0.05$. Analysis of the equation of regression with the linear – square interaction of is not statistically significant ($R^2 > 1$ – which is in contrary to the definition of the coef-

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

Do oceny wiarygodności analiz uwzględnionych w przyjętych wyżej modelach regresji wielokrotnej został dokonany przegląd wyników dla nieprzekształconej wielkości wyjściowej. Wyniki wskazują na to, że dla modelu bez interakcji i z interakcją liniowo – liniową największą istotność testów wykazują liniowe składniki równań. Dla przykładu prawdopodobieństwo uzyskania przypadkowego wyniku p dla powyższych składników równań nie przekracza 0,015, wartość rozkładu t-Studenta znacznie przekracza minimalne wartości dla przyjętej liczby stopni swobody i $p < 0,05$. Analiza modelu równania regresji z interakcją liniowo – kwadratową nie jest istotna statystycznie ($R^2 > 1$ – co jest sprzeczne z definicją współczynnika determinacji) – o czym świadczą wielkości i miary oceny zamieszczone w tabeli 3.

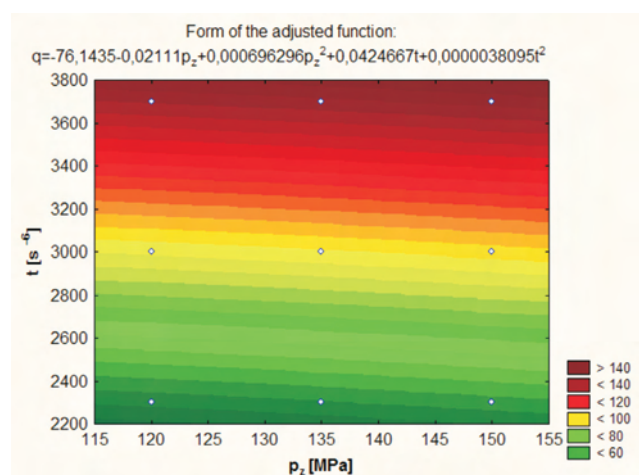


Fig. 1. Contour plot of prediction of fuel dose per cycle, depending on the pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection for the estimation using a model without the interaction

Rys. 1. Wykres warstwiczny predykcji dawki paliwa na cykl w zależności od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku paliwa przy estymacji z wykorzystaniem modelu bez interakcji

Table 3. The summary of specific values and evaluations of fitting the function of research object describing the fuel delivery
Tabela 3. Zestawienie charakterystycznych wielkości i miar oceny dopasowania funkcji obiektu badań opisującej dawki paliwa

No./lp.	Value/wielkość		Model		
			without the interaction/ bez interakcji	with the linear – linear interaction/ z interakcjami liniowo- liniowymi	with the linear – square interaction/ z interakcjami liniowo- kwadratowymi
1	Regression coefficient/ współczynnik regresji b_i	p_z	-0.02111111	0.11031746	15.694816360
		p_z^2	0.00069630	0.00069630	-0.063623583
		t	0.0425	0.04838095	0.570216328
		t^2	0.00000381	0.00000381	-0.000065184
2	Average estimation error of the parameter/ średni błąd szacunku parametru S_{b_i}	p_z	0.969734037	1.03940	-
		p_z^2	0.00359	0.00379	-
		t	0.00991	0.01304	-
		t^2	0.00000165	0.00000	-
3	The quotient/ iloraz $t = b_i/S_{b_i}$	p_z	-0.02177	0.10614	-
		p_z^2	0.19396	0.18351	-
		t	4.28396	3.71049	-
		t^2	2.31101	2.18652	-
4	Total residual/ suma reszt MS		1.304844	1.457659	-
5	Determination coefficient/ współczynnik determinacji R^2		0.99959	0.99965	1.002

ficient of determination) – which is proven by the values and evaluations of measures presented in Table 3.

Contour graphs (Fig. 1 and 2) allow predicting the fuel delivery per injection in the change intervals p_z and t exemplarily given in the figures. For example, for $p_z = 140$ MPa and $t = 3300 \mu s$ the estimated fuel dose according to the model without the interaction is equal to $q_{bi} = 116.2$ mg/LGP, and to the model with the linear – linear interaction is $q_{ll} = 116.11$ mg/inj.

On the dispersion graphs (Fig. 3, 4, and 5) are presented relations of the fuel dose per injection on respectively: fuel pressure in the hydraulic tank, the total time of injection for the considered fuel dose and kinematic viscosity of fuel used in the research on the test stand. It should be clarified that although the change of kinematic viscosity was not taken into account in the planning of the experiment, this change of kinematic viscosity affects on the value of fuel dose at the given pressure p_z and time of injection t. To build the considered graphs there have been used the results of measurements of fuel dose on the test stand and the values of fuel, which were obtained as a result of its prediction using the models used for the analysis. The figures contain the equations of adjustment straights of considered results of both measurements and prediction. The forms of equations indicate that the initial three straight run very close to each other, or even overlap, while the fourth significantly differs from them – which confirm the earlier remarks of the statistical insignificance of the adopted model of the linear – square interactions.

A measure of the mutual influence of the various independent variables on the dependent variable, and their relationship is the angle between averaging straight and the x-axis. As can be seen from the graphs in Figure 6 and the conducted analysis the most powerful influence on the

Wykresy warstwiczne (rys. 1 i 2) pozwalają przewidywać dawkę paliwa na wtrysk w podanych przykładowo na rysunkach przedziałach zmian p_z i t. Na przykład dla $p_z = 140$ MPa i $t = 3300 \mu s$ estymowana dawka paliwa wg modelu bez interakcji wynosi $q_{bi} = 116,2$ mg/wtr, a z interakcją liniowo – liniową $q_{ll} = 116,11$ mg/wtr.

Na wykresach rozrzutu (rys. 3, 4, i 5) przedstawiono zależności dawki paliwa na wtrysk od – odpowiednio – ciśnienia paliwa w zasobniku hydraulicznym, sumarycznego czasu wtrysku rozpatrywanej dawki i lepkości kinematycznej paliwa użytego do badań na stanowisku laboratoryjnym. Należy wyjaśnić, że co prawda zmiana lepkości nie była

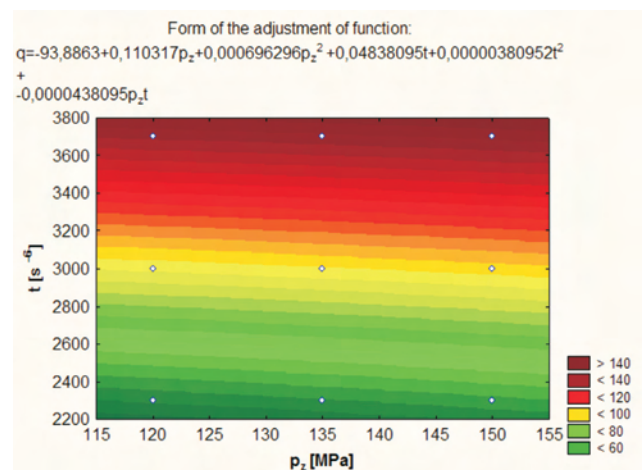


Fig.2. Contour plot of prediction of fuel dose per cycle, depending on the pressure in the hydraulic tank and the total time of fuel injection for the estimation using a model with the linear – linear interaction

Rys. 2. Wykres warstwiczny predykcji dawki paliwa na cykl w zależności od ciśnienia w zasobniku hydraulicznym i sumarycznego czasu wtrysku paliwa przy estymacji z wykorzystaniem modelu z interakcjami liniowo – liniowymi

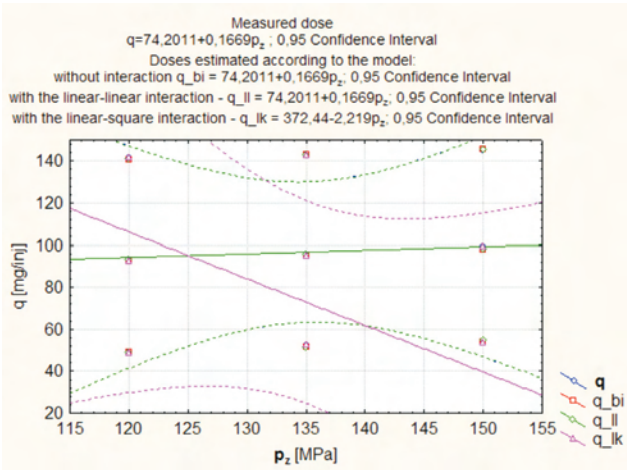


Fig. 3. The comparison of measured and estimated doses of fuel depending on the model of function (function of researched object) as a function of pressure in the tank p_z

Rys. 3. Porównanie dawek paliwa pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji ciśnienia w zasobniku p_z

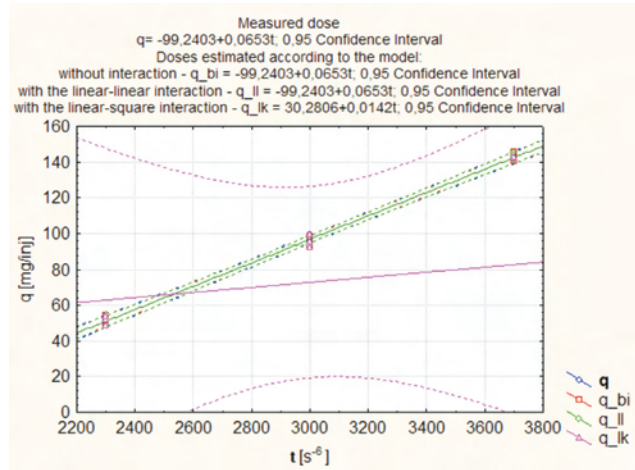


Fig. 4. The comparison of measured and estimated doses of fuel depending on the model of function (function of researched object) as a function of injection time t

Rys. 4. Porównanie dawek paliwa pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji czasu wtrysku t

change of fuel dose has total time of injection (the correlation coefficient $R = 0.998$), little importance has the change of

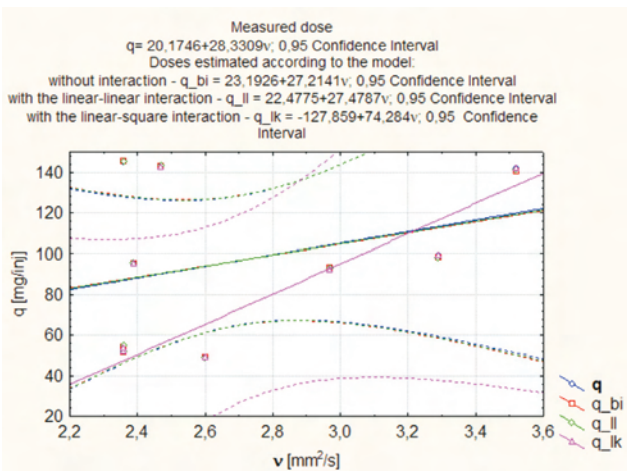


Fig. 5. The comparison of measured and estimated doses of fuel depending on the model of function (function of researched object) as a function of kinematic viscosity v

Rys. 5. Porównanie dawek paliwa pomierzonej i estymowanych w zależności od przyjętego modelu (funkcji obiektu badań) jako funkcji lepkości kinematycznej v

pressure in the tank p_z ($R = 0.0546$), and the fairly influence on the value of mass of fuel dose has the kinematic viscosity v ($R = 0.319$), which was not considered in the planning of experiment.

3. Summary and conclusions

Summarizing the above considerations related to the modeling of the fuel dosing with applying to the research on the size of fuel dose for different fuel supply options in the Common Rail systems of the medium-speed marine engine can be concluded that:

uwzględniana w planowaniu eksperymentu, to jednak zmiana lepkości kinematycznej wpływa na wielkość dawki przy danym ciśnieniu p_z i czasie wtrysku t . Do budowy rozpatrywanych wykresów wykorzystano wyniki pomiarów dawki paliwa na stanowisku badawczym oraz wartości dawki paliwa uzyskane w rezultacie ich predykcji przy użyciu zastosowanych do analizy modeli. Na rysunkach zamieszczono równania prostych dopasowania rozpatrywanych wyników zarówno pomiarów jak i predykcji. Postaci zamieszczonych równań wskazują na to, że początkowe trzy proste przebiegają bardzo blisko siebie albo wręcz się pokrywają, natomiast czwarta znacznie od nich odbiega – co potwierdza wcześniejsze spostrzeżenia o nieistotności statystycznej przyjętego modelu z interakcjami liniowo – kwadratowymi.

Miarą wzajemnego wpływu poszczególnych zmiennych niezależnych na zmienną zależną i ich wzajemnych relacji jest kąt nachylenia prostej uśredniającej do osi odciętych. Jak wynika z wykresów na rys. 6 i przeprowadzonej analizy najsilniejszy wpływ na zmianę dawki paliwa ma całkowity czas wtrysku paliwa (współczynnik korelacji $R = 0,998$), niewielkie znaczenie ma zmiana ciśnienia w zasobniku p_z ($R = 0,0546$), dość duży wpływ na wielkość masy dawki paliwa ma nierozpatrywana w planowaniu doświadczenia lepkość kinematyczna v ($R = 0,319$).

3. Podsumowanie i wnioski

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

1. Zastosowanie elementów planowania eksperymentu zapewnia wysoką efektywność realizacji założonego zakresu badań, a także skrócenie czasu ich trwania oraz obniżenie kosztów.

1. Applying the elements of planning the experiment ensure the high efficiency of achieving the planned scope of research, as well as shortening their duration and reducing the costs.
2. Among the approximating functions applied in the analysis the statistically significant were functions applying the model without the interaction and function applying the model with the linear – linear interaction. Function applying the model, which is taking into account the linear – square interaction was statistically insignificant.
3. The accuracy of the approximation of approximating polynomials accepted as statistically significant does not exceed the established five percent of confidence interval.
4. A fairly significant impact of the changes of kinematic viscosity leads to the conclusion that in the further analyzes of this type mentioned parameter must be taken into consideration.

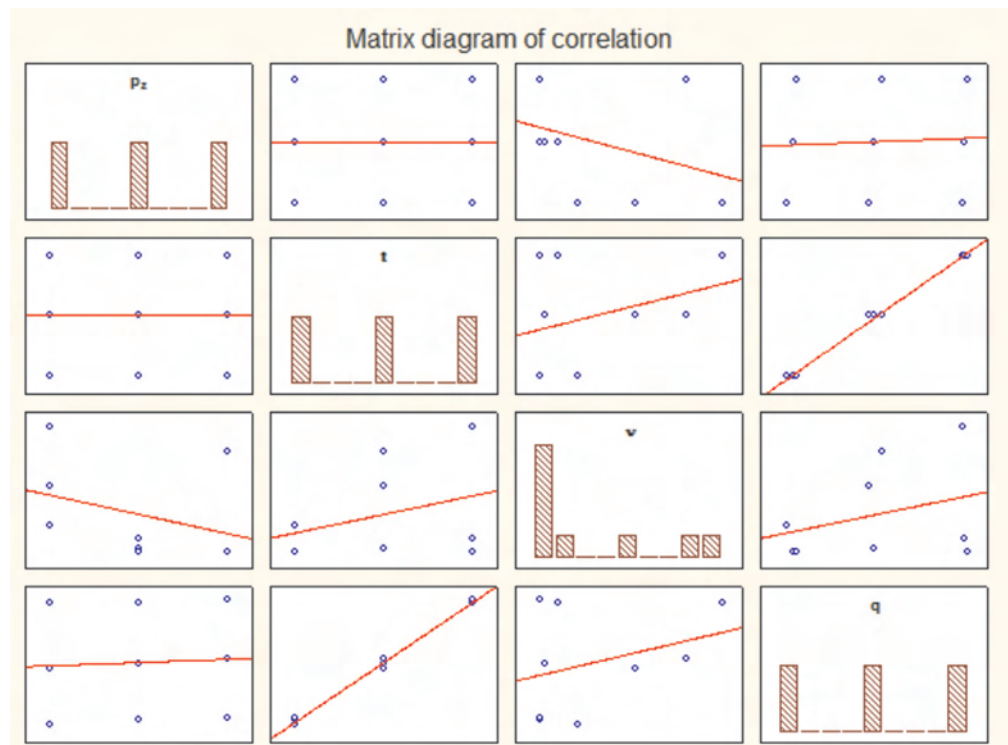


Fig. 6. Correlation of mutual dependent variable q (a single dose of fuel) and the independent variables p_z , t , v (respectively, pressure in the hydraulic tank, the total time of injection, kinematic viscosity)

Rys. 6. Wykres korelacji wzajemnych zmiennej zależnej q (jednorazowa dawka paliwa) i zmiennych niezależnych p_z , t , v (odpowiednio: ciśnienie w zasobniku hydraulicznym, sumaryczny czas wtrysku, lepkość kinematyczna)

2. Spośród wykorzystanych do analizy funkcji aproksymujących istotnie statystycznie okazały się funkcje z użyciem modelu bez interakcji i funkcja z użyciem modelu z interakcji liniowo – liniowych. Funkcja z użyciem modelu z uwzględnieniem interakcji liniowo – kwadratowych okazała się nieistotna statystycznie.
3. Dokładności przybliżenia wielomianów aproksymujących przyjętych jako istotne statystycznie nie przekroczyła założonego pięcioprocentowego przedziału ufności.
4. Dość znaczny wpływ zmian lepkości kinematycznej skłania do wniosku, że przy kolejnych tego typu analizach należy uwzględnić ten parametr.

Bibliography/Literatura

- [1] Piaseczny L., Walkowski M.: Simulation studies of selected characteristics of the injection system the common rail medium-speed research engine. *Combustion Engines*, No. 4/2012 (151).
- [2] Korzyński M.: *Metodyka eksperymentu*. WNT, Warszawa 2006.
- [3] Chłopek Z., Piaseczny L.: Zastosowanie teorii planowania doświadczeń w badaniach ekologicznych właściwości silników spalinowych. *Archiwum Motoryzacji*, 2002, No. 2-3, pp. 69-93.
- [4] *Statistica PL dla Windows: Tom IV – Statystyki przemysłowe*. StatSoft Polska. Kraków 1997.

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

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

e-mail: piaseczny@ptnss.pl



Mirosław Walkowski, DEng. – member of the PSSCE.

Dr inż. Mirosław Walkowski – członek PTNSS.

e-mail: mwal@interia.eu



A research stand for the testing of the sealing properties of the piston-rings-cylinder assembly in a combustion engine

The paper discusses research assumptions and describes a test stand for the investigations of the sealing properties of the piston rings. The research stand includes an engine brake together with a control system, a research engine and a lubrication and engine thermal state stabilization systems. The engine was fitted with a research piston containing a measuring device enabling the recording of fast varying quantities such as the pressures in the space between the rings, axial displacements of the oil sealing rings in the piston grooves and the temperatures of the gas blown through the seal.

Key words: combustion engine, ring seal, gas blow-by, mathematical model, measuring system

Stanowisko do badań uszczelniającego działania układu tłok-pierścienie-cylinder silnika spalinowego

W artykule omówiono założenia oraz opisano zbudowane stanowisko do badania zjawisk związanych z uszczelniającym działaniem pakietu pierścieni tłokowych. Stanowisko składa się z hamulca silnikowego wraz z układem sterowania, silnika badawczego oraz układu smarowania i stabilizacji jego stanu cieplnego. Silnik wyposażony jest w tłok badawczy zawierający układ pomiarowy, umożliwiający pomiar i rejestrację szybkozmiennych wielkości, m.in. ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych, osiowych przemieszczeń pierścieni uszczelniających w rowkach pierścieniowych tłoka oraz temperatur gazu przepływającego przez uszczelnienie.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, uszczelnienie pierścieniowe, przedmuchy spalin, model matematyczny, układ pomiarowy

1. Introduction

The design of the piston-rings-cylinder assembly in a piston engine has a decisive influence on the intensity of the gas blow-by to the crankcase, the consumption of engine lubricant and the friction and wear of the elements of the assembly. The design of the said assembly has a key influence on the engine parameters such as its overall efficiency, exhaust emissions, durability and reliability. The ever growing requirements related to the said engine parameters, the fact that engine piston assemblies operate under increasingly severe conditions resulting from ever growing thermal and mechanical loads force the engineers to improve and perfect the design of this particular engine component.

A prerequisite for an effective improvement of the design of a piston-rings-cylinder assembly is the knowledge of the working principle of the ring seal and the ability to predict the impact of the design modifications on its operation under varied conditions. This prediction is difficult due to the complexity of the processes accompanying the sealing. The complexity results from a great number of geometrical parameters and physical features of the seal that significantly influence its efficiency and from the fact that the seal operates under non-steady conditions – a variable linear velocity of the piston and a variable pressure in the sealed space. The results of simulation research conducted on mathematical models are very helpful in predicting the behavior of the piston rings in operation. These models describe the oil film between the rings and the cylinder liner, the flow of gas through the seal and the displacement of the rings in the

1. Wstęp

Konstrukcja zespołu tłok-pierścienie-cylinder spalinowego silnika tłokowego decyduje o natężeniu przedmuchów spalin do skrzyni korbowej, ilościowym zużyciu oleju silnikowego oraz procesach tarcia i zużycia zachodzących podczas współpracy elementów zespołu. Konstrukcja ta wpływa więc na kluczowe dla silnika parametry użytkowe, takie jak: sprawność ogólna, emisja toksycznych składników spalin, trwałość i niezawodność. Coraz większe wymagania stawiane silnikom w zakresie wartości ww. parametrów, uwzględnienie coraz trudniejszych warunków pracy elementów układu TPC, co wynika z coraz większych ich obciążeń mechanicznych i cieplnych, powodują, że konstrukcja tego układu musi być ciągle doskonalona.

Warunkiem efektywnego doskonalenia konstrukcji układu TPC jest znajomość zasad działania uszczelnienia pierścieniowego oraz umiejętność przewidywania wpływu zmian konstrukcyjnych na jego zachowanie w różnych warunkach pracy silnika. Przewidywanie to jest trudne ze względu na złożoność procesów towarzyszących działaniu uszczelnienia. Złożoność ta wynika z dużej liczby parametrów geometrycznych i cech fizycznych charakteryzujących uszczelnienie, znacząco wpływających na efektywność jego działania, oraz stąd, że uszczelnienie pracuje w nieustalonych warunkach – zmienna prędkość liniowa tłoka i zmienne ciśnienie w uszczelnianej przestrzeni. Bardzo pomocne w przewidywaniu zachowania uszczelnienia TPC są wyniki badań symulacyjnych prowadzonych na modelach matematycznych. Modele te m.in. opisują film olejowy pomiędzy

grooves. The models presented in the literature differ in the number of factors included in the modeling of the blow-by and the way individual phenomena are described.

The mathematical model of the piston-rings-cylinder assembly and its computer application have been developed at Institute of Transport, Combustion Engines and Ecology of Lublin University of Technology [4–6]. The developed model is highly complex and covers the influence of many design factors as well as the wear of the elements on the operation of the piston ring assembly. Yet, despite high complexity of the model, many significant simplifications have been applied. A confrontation of the results of the simulation with the measurement is, thus, necessary to make sure that the applied model is correct. Unfortunately, the empirical data needed for the validation of the model cannot be obtained through a measurement carried out in standard engine tests. Special research methods must be developed.

The paper discusses research assumptions and presents a test stand for the investigations of the phenomena accompanying the operation of the piston rings. The results of the investigations conducted on this test stand will serve the purpose of validating the developed mathematical model of the piston-rings-cylinder assembly.

2. Model description and assumption for the test stand construction

In the developed model of the piston ring assembly the authors assumed that the gas flows through a labyrinth composed of many stages connected with damping channels. The individual stages of the labyrinth correspond to the spaces between and behind the rings and the damping channels are the gaps in the joints of the piston rings and the spacing between the lateral surface of the ring and the groove (Fig. 1). The input data introduced to the model are geometrical quantities that provide for the thermal deformations, wear and the course of pressure in the combustion chamber. Based on the introduced input data during the calculations the following are determined as a function of the crankshaft angle: volumes of the individual labyrinth stages, cross-section areas of the damping channels, values of the gas pressures and temperatures in the individual labyrinth stages, axial position of the rings and their twists in the groove (influencing the volumes of the stages and cross-sections of the channels) and the rate of the gas blow-by through the individual gaps in the system (Fig. 1). A detailed description of the model has been presented in [4–6].

Thus far, the results of the measurements of the blow-by to the crankcase were used to validate the model. In the simulation the value of the blow-by rate is determined as a result of integration of the instantaneous blow-by rates in the channels directly connected with the crankcase ($m_{5,6}$ and $m_{5,7}$ in Fig. 1). Hence, the calculated value of the blow-by rate depends on many quantities determined in the model mutually related and differently influencing the calculation of the blow-by rate in the channels. This means that the validation of the model based exclusively on the measurements of the blow-by rate is insufficient as a given value of the blow-by

pierścieniami i gładzią cylindrową, przepływ gazu przez uszczelnienie oraz przemieszczenia pierścieni tłokowych w rowkach. Przedstawiane w literaturze modele różnią się zarówno ilością czynników uwzględnianych przy modelowaniu przepływu, jak i sposobem opisu poszczególnych zjawisk.

Matematyczny model uszczelnienia TPC i jego aplikację komputerową opracowano w Instytucie Transportu, Silników Spalinowych i Ekologii Politechniki Lubelskiej [4–6]. Opracowany model cechuje się znacznym stopniem złożoności i pozwala uwzględniać wpływ wielu czynników konstrukcyjnych oraz zużycia elementów na działanie uszczelnienia pierścieniowego. Jednak pomimo dużego skomplikowania modelu, zastosowano w nim wiele znaczących uproszczeń. Konieczna jest więc konfrontacja wyników obliczeń symulacyjnych z wynikami pomiarów, aby upewnić się, czy zastosowany w modelu opis jest poprawny. Niestety, potrzebnych do weryfikacji modelu danych empirycznych nie można uzyskać w pomiarach wykonywanych podczas standardowych badań silnikowych, lecz trzeba opracowywać specjalne metody badawcze.

W artykule omówiono założenia i zaprezentowano zbudowane stanowisko do badań zjawisk towarzyszących uszczelniającemu działaniu układu TPC. Wyniki badań prowadzonych na tym stanowisku posłużą do weryfikacji opracowanego matematycznego modelu uszczelnienia TPC.

2. Opis modelu i założenia do budowy stanowiska

W opracowanym modelu uszczelnienia TPC przyjęto, że gaz przepływa przez labirynt składający się z wielu stopni połączonych między sobą kanałami dławiącymi. Poszczególne stopnie labiryntu odpowiadają przestrzeniom między- i zapierścieniowym, a kanały dławiące – szczelinom w zamkach pierścieni i szczelinom pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścienia i rowka (rys. 1). Danymi wejściowymi wprowadzanymi do modelu są m.in. wielkości geometryczne, uwzględniające deformacje cieplne i zużycie elementów, oraz przebieg ciśnienia w komorze spalania. Na podstawie wprowadzonych danych wejściowych, w trakcie obliczeń, wyznaczane są w funkcji kąta obrotu wału korbowego m.in.: objętości poszczególnych stopni labiryntu oraz pola przekroju kanałów dławiących, wartości ciśnień i temperatur gazu w poszczególnych stopniach labiryntu, położenia osiowe i skrzywienia pierścieni w rowkach (wpływają one na objętości stopni i przekroje kanałów) oraz natężenia przepływu gazu przez poszczególne szczeliny układu (rys. 1). Szczegółowy opis modelu zamieszczono w pracach [4–6].

Dotychczas do weryfikacji modelu wykorzystywano wyniki pomiarów natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej. W obliczeniach symulacyjnych wartość masowego natężenia przedmuchów spalin otrzymuje się w wyniku całkowania chwilowych natężeń przepływu w kanałach połączonych bezpośrednio ze skrzynią korbową ($m_{5,6}$ i $m_{5,7}$ na rys. 1). A zatem obliczona wartość natężenia przedmuchów spalin jest uzależniona od wielu wyznaczanych w modelu wielkości, w różny sposób od siebie zależnych i w różnym stopniu wpływających na obliczane natężenia przepływu w kanałach. Oznacza to, że weryfikacja modelu

rate can be obtained with incorrectly determined courses of pressures, ring positions in the grooves etc. Experimental data that would allow a validation of the model would be the courses of those quantities that are determined in the model based on the model assumptions, including physical laws or empirical relations as a function of the crankshaft angle. The values are: gas flow rate through the individual channels, pressures and temperatures of the gas in the individual stages of the labyrinth and positions of the piston rings in the grooves.

The possibilities of measuring of the above quantities on an operating engine have been analyzed. A direct measurement of the blow-by rate through the individual channels has been deemed impossible using the available technical means. No such measurements have ever been described in literature either. The measurement of the gas pressures in the spaces between the rings, the axial displacements of the rings in the grooves and the gas temperatures were, however, technically possible. Literature mentions the measurement of these quantities [1–3, 7–12]. Piezoelectric converters were used most frequently for the measurement of the pressures [3, 8, 9, 12], though a piezo-resistant sensor was mentioned in the literature as well [11]. For the measurement of the axial displacements of the rings in the grooves capacitive [10, 12] or induction [1, 7, 8] sensors were used. The authors decided that the said three quantities would be used for the validation of the model. Unfortunately, literature does not provide any information on any detailed technical solutions regarding the measuring systems. The authors decided to develop their own systems and, subsequently, a test stand enabling the performance of the measurements.

tylko na podstawie pomiarów natężenia przedmuchów spalin jest niewystarczająca, gdyż np. daną, zgodną z pomiarami, wartość natężenia przedmuchów spalin można uzyskać przy niepoprawnie wyznaczonych w symulacjach przebiegach ciśnień, położeniach pierścieni w rowkach itd. Danymi doświadczalnymi, które pozwalałyby znacznie lepiej zweryfikować model byłyby przebiegi tych wielkości, które są wyznaczane w modelu na podstawie przyjętych założeń, w tym praw fizycznych lub zależności empirycznych, w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Wielkościami takimi są: natężenia przepływu gazu przez poszczególne kanały, ciśnienia i temperatury gazu w poszczególnych stopniach labiryntu oraz położenia pierścieni w rowkach.

Przeanalizowano możliwości mierzenia powyższych wielkości w pracującym silniku. Bezpośredni pomiar natężeń przepływu gazu przez poszczególne kanały uznano za niemożliwy do wykonania przy dostępnych środkach technicznych. Nie spotkano się również ze wzmiarkami o takich pomiarach w literaturze. Za możliwe technicznie uznano natomiast wykonanie pomiarów ciśnień gazu w przestrzeniach międzypierścieniowych, przemieszczeń osiowych pierścieni w rowkach, a także temperatury gazu. W literaturze występują informacje o pomiarach tych wielkości [1–3, 7–12]. Do pomiaru ciśnienia najczęściej używano przetworników piezoelektrycznych [3, 8, 9, 12], choć spotkano się również z wykorzystaniem do tego celu, w silniku średnioobrotowym, czujnika piezorezystancyjnego [11]. Do pomiaru przemieszczeń osiowych pierścieni w rowkach tłoka stosowano czujniki pojemnościowe [10, 12] lub indukcyjne [1, 7, 8]. Podjęto decyzję, że wymienione trzy wielkości wykorzystane będą to weryfikacji modelu. Niestety w literaturze brak

jest informacji dotyczących szczegółowych rozwiązań technicznych układów pomiarowych. W związku z powyższym postanowiono opracować własny układ pomiarowy, a następnie stanowisko badawcze umożliwiające wykonanie odpowiednich pomiarów.

Założono, że układ pomiarowy powinien pozwolić na:

- a) pomiar ciśnienia w dwóch przestrzeniach: międzypierścieniowej pomiędzy pierwszym i drugim pierścieniem uszczelniającym oraz za drugim pierścieniem uszczelniającym,
- b) pomiar położenia osiowego obu pierścieni uszczelniających,
- c) pomiar temperatury gazu w przestrzeni międzypierścieniowej pomiędzy pierwszym i drugim pierścieniem uszczelniającym.

Ponadto założono, że wszystkie wymienione pomiary powinny być wykonywane równocześnie w pra-

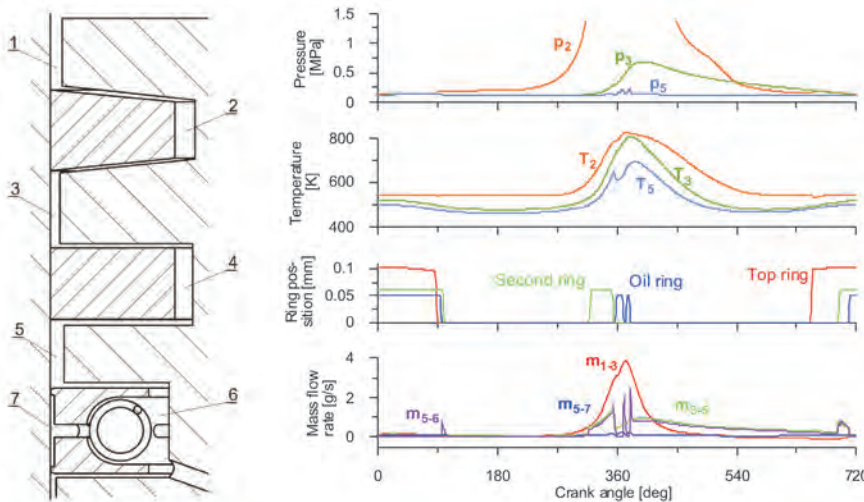


Fig. 1. Schematics of the ring seal and examples of pressure and temperature courses determined in the model in the selected spaces between the rings, axial displacements of the rings in the grooves and gas flow rates through the ring joints and the spacing between the oil scraper ring and the upper surface of the groove

Rys. 1. Schemat uszczelnienia pierścieniowego oraz wyznaczone za pomocą modelu przykładowe przebiegi ciśnień i temperatur gazu w wybranych przestrzeniach międzypierścieniowych, osiowe położenia pierścieni w rowkach oraz natężenia przepływu gazy przez zamki pierścieni i szczelinę pomiędzy pierścieniem olejowym i górną płaszczyznę rowka

The authors assumed that the measuring system should allow:

- the measurement of the pressure in two spaces: the space between the first and the second sealing ring and behind the second sealing ring,
- the measurement of the axial position of both sealing rings,
- the measurement of the gas temperature in the space between the first and the second sealing ring.

Besides, the authors assumed that all the mentioned measurements should be carried out at a time on an engine operating with the speed of at least 1500 rpm with the resolution of not less than every 1 °C.A. and it should be possible to record the courses of the said quantities in a minimum of 10 work cycles.

3. Wireless measuring system and data acquisition system

The piston selected for the research engine was Mahle 595 28 00 of the nominal diameter of 102 mm with three ring grooves and a toroidal combustion chamber with other dimensions as in a piston typically used in the research engine. In a relatively large piston necessary bores were made, measuring converters installed, wire harnesses fitted and space prepared for the measuring system and its power supply (Fig. 2).

Upon the analysis of various solutions of the electrical power supply for the measuring system the authors decided to use a battery pack. The measuring system needs a 7.5 V power supply with the current of 60 mA. Three Tadiran SL-889 high heat resistance batteries were used. Various methods of data transmission from the system inside the piston to the external recording device were also analyzed (wired connections and radio transmissions). The authors decided to record the data in the internal memory of the measuring system and upon switching off the engine the data were transmitted to a PC by wire.

The measuring system of own design is composed of a set of measuring converters, a data recording module, a power supply module and a PC (Fig. 3). For the pressure measurement AVL GU13X piezoelectric converters were used. These sensors were selected because of their small size and high resistance to accelerations. The signals from the pressure sensors are conditioned by two charge amplifiers enabling the system sensitivity of 10 mV/bar and a time constant of 0.6 s.

For the measurement of the

ciągłym silniku z prędkością obrotową do, co najmniej, 1500 obr/min z rozdzielczością nie mniejszą niż co 1° kąta obrotu wału korbowego, oraz że powinna istnieć możliwość zarejestrowania przebiegów wyżej wymienionych wielkości w minimum 10 cyklach pracy silnika.

3. Bezprzewodowy układ pomiarowy i system akwizycji danych

Jako tłok bazowy dla silnika badawczego wykorzystano tłok Mahle 595 28 00 o średnicy nominalnej 102 mm z trzema rowkami pierścieniowymi, z toroidalną komorą spalania i pozostałymi wymiarami odpowiadającymi tłokowi pierwotnie stosowanemu w silniku badawczym. We względnie dużym tłoku udało się wykonać niezbędne otwory, zainstalować przetworniki pomiarowe i poprowadzić połączenia oraz przygotować miejsce do zamocowania elektronicznego układu pomiarowego i układu zasilania (rys. 2).

Po analizie różnych rozwiązań zasilania elektrycznego układu pomiarowego zdecydowano się na zastosowanie pakietu baterii. Układ pomiarowy wymaga zasilania napięciem 7,5 V przy poborze prądu około 60 mA. Do zasilania wykorzystano 3 baterie Tadiran SL-889 przystosowane do pracy w wysokich temperaturach. Przeanalizowano również różne metody transmisji danych pomiarowych z układu pomiarowego w tłoku do układu rejestracji na zewnątrz silnika: od połączeń przewodowych do transmisji radiowej. Zdecydowano się na rozwiązanie pośrednie. Podczas pomiaru dane są zapisywane w wewnętrznej pamięci układu pomiarowego, a po zakończeniu pomiaru i zatrzymaniu silnika dane mogą być przesyłane za pomocą transmisji przewodowej i zapisywane w pamięci komputera osobistego.

Zaprojektowany układ rejestracji danych pomiarowych

składa się z zestawu przetworników pomiarowych, modułu rejestracji danych, modułu zasilania oraz komputera osobistego (rys. 3). Do pomiaru ciśnienia wykorzystano piezoelektryczne przetworniki ciśnienia AVL GU13X. Czujniki te wybrano ze względu na małe wymiary oraz bardzo małą czułość na przyspieszenia. Sygnały ładunku z czujników ciśnienia kondycjonowane są za pomocą dwóch wzmacniaczy ładunku, pozwalających uzyskać czułość układu pomiarowego 10 mV/bar i stałą czasową układu 0,6 s.

Do pomiaru położenia osiowego pierścieni tłokowych w rowkach wykorzystano specjalnie zaprojektowane przetworniki pomiarowe. Każdy z przetworników składa się z mostka magnetycznego łączącego półkę rowka pierścieniowego z wewnętrzną powierzchnią płaszczka tłoka. Na końcu mostka magnetycznego znajduje się liniowy czujnik hallotro-

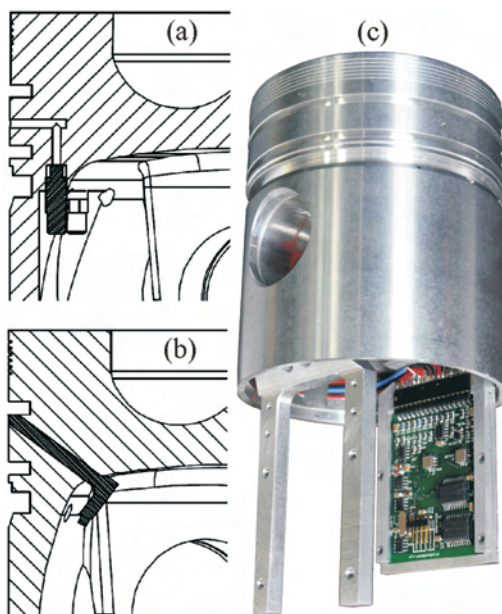


Fig. 2. The piston with the measuring system installed: cross-section of the pressure sensor (a), cross-section of the distance sensor (b), the piston (c)

Rys. 2. Tłok z zainstalowanym układem pomiarowym: przekrój przez czujnik ciśnienia (a), przekrój przez czujnik odległości (b) oraz tłok (c)

axial position of the rings in the grooves specially designed measurement converters were applied. Each of the converters has a magnetic bridge connecting the shelf of the groove with the inner space of the piston skirt. At the end of the magnetic bridge there is a linear hallotronic sensor and a permanent magnet. Such a solution not only allows the identification of the piston end positions but also its displacement.

For the measurement of the temperatures two thermocouples were used fitted in a specially made recess between the rings. In order to obtain a required response time of the temperature measuring system, special K type thermocouples fitted with a thin wire and having low mass of the seams were used.

The measuring system was also fitted with two integrated ADXL 193 accelerometers by Analog Devices of the measuring range of 250 g. The accelerometers were installed for the measurement of the piston acceleration in the direction

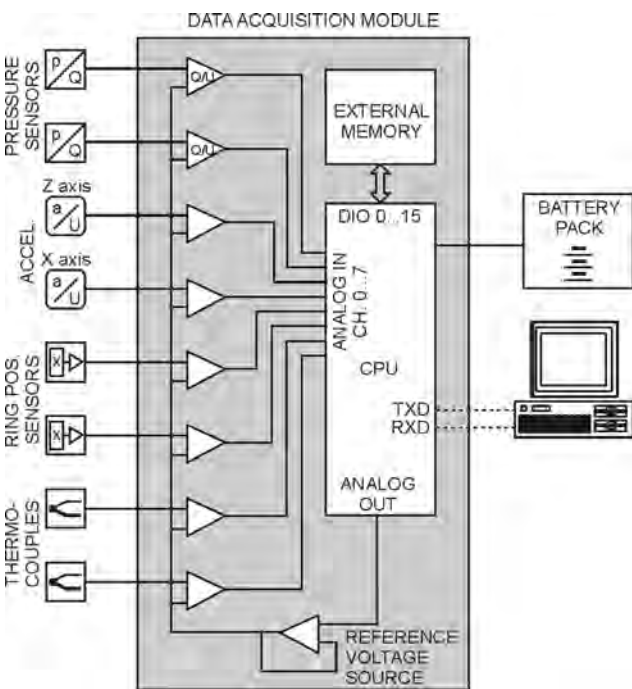


Fig. 3. Diagram of the measuring system
Rys. 3. Schemat blokowy układu pomiarowego

parallel to the cylinder axis and perpendicular to the cylinder and wristpin axis. The acceleration values were used to determine the relations between the results of the measurements from all other sensors and crankshaft angle.

The conditioned analog signals are sent to a 12-bit analog/digital converter of the maximum sampling frequency of 400 kHz. The analog/digital converter is integrated with a micro controller. The results of the conversions are saved in the memory of the capacity of 300 000 samples. The capacity of the memory is sufficient to save data from 50 engine working cycles with the angular resolution of 1 °C.A.

The measuring system was completed on a four-layer 50 x 60 mm circuit board. The second module of the same dimensions holds a battery pack. The electronic systems are fitted with special holders in the lower part of the piston on

nowy oraz magnes trwały. Takie rozwiązanie pozwoliło nie tylko na identyfikację krańcowych położenia pierścienia, lecz również na ocenę odległości.

Do pomiaru temperatur zastosowano dwie termopary umieszczone w specjalnie wykonanych zagłębieniach pomiędzy pierścieniami. Aby uzyskać odpowiedni czas odpowiedzi układu pomiarowego temperatury, zastosowano specjalne termopary typu K charakteryzujące się cienkim drutem oraz małą masą spoin.

Ponadto układ pomiarowy wyposażono w dwa scalone akcelerometry typu ADXL 193 produkcji firmy Analog Devices o zakresie pomiarowym 250 g. Akcelerometry te służą do pomiaru przyspieszenia tłoka w kierunkach równoległym do osi cylindra oraz prostopadłym do osi cylindra i osi sworznia tłokowego. Zmierzone wartości przyspieszeń wykorzystane będą do ustalenia zależności pomiędzy przebiegami wyników pomiarów uzyskanych z pozostałych przetworników a kątem obrotu wału korbowego.

Kondycjonowane sygnały analogowe przesyłane są do 12-bitowego przetwornika analogowo-cyfrowego o maksymalnej częstotliwości próbkowania 400 kHz. Przetwornik analogowo-cyfrowy zintegrowany jest w mikrokontrolerze. Wyniki przetwarzania zapisywane są w pamięci o pojemności 300 000 próbek. Taka pojemność pamięci wystarcza na zapisanie danych z 50 cykli pracy silnika przy rozdzielczości kątowej pomiaru 1 °OWK.

Układ pomiarowy zmontowano na czterowarstwowej płycie drukowanej o wymiarach 50 x 60 mm. W drugim module o tych samych wymiarach znajduje się blok baterii. Układy elektroniczne zamontowane są w specjalnych uchwytach w dolnej części tłoka po obu stronach korbowodu (rys. 2c). Aby zabezpieczyć układy elektroniczne przed działaniem bardzo dużych przyspieszeń oraz zanieczyszczeń mogących znajdować się w oleju silnikowym, płytki elektroniczne zabezpieczono warstwą żywicy.

Sygnały z ruchomego układu rejestracji danych przesyłane są do komputera osobistego za pomocą transmisji szeregowej. Odczytywanie danych pomiarowych odbywa się po zatrzymaniu silnika. Pierwszym etapem procesu rejestracji sygnałów jest zaprogramowanie układu pomiarowego. Programowanie układu polega na ustaleniu częstotliwości próbkowania oraz sekwencji kanałów pomiarowych. Możliwe jest uzyskanie różnych częstotliwości próbkowania poszczególnych kanałów, w zależności od charakteru zmian poszczególnych wielkości. Oprogramowanie umożliwia ustawienie czasu zwłoki przed automatycznym rozpoczęciem pomiarów. Jest to czas na przygotowanie i uruchomienie silnika badawczego. Po zakończeniu pomiarów silnik należy zatrzymać i można przystąpić do odczytywania danych pomiarowych.

4. Badania układu pomiarowego

Po wykonaniu układu pomiarowego poddano go wstępnym badaniom polegającym na rejestracji sygnałów pomiarowych bez poddawania modułu elektronicznego działaniu przyspieszeń i wysokiej temperatury. W celu weryfikacji działania układu pomiaru położenia osiowego pierścienia tłokowych w rowkach, tłok badawczy z pierścieniami umieszczono w tulei cylindrowej. Podczas rejestracji sygnałów tłok

both sides of the connecting rod (Fig. 2c). In order to secure the electronic systems against extremely high accelerations and contaminants from the engine lubricant the electronic boards were covered with resin.

The signals from the movable data recording system are sent to the PC through a serial transmission. The measurement data are pulled from the device after the engine is stopped. The first stage of the signal recording process is programming of the measuring system. The programming consists in setting the sampling frequency and the sequence of the measuring channels. It is possible to set different sampling frequencies of the individual channels depending on the nature of the changes of the individual quantities. The software enables setting of the delay time before the automatic measurement starts. This is the time needed for the research engine preparation and its subsequent start. After the measurements are finished the engine is stopped and the measurement data can be pulled from the system.

4. Testing the measuring system

Upon completion of the construction of the measuring system it was subjected to preliminary tests consisting in the recording of the measurement signals without subjecting the measuring module to high accelerations and temperature. In order to check the operation of the system measuring the axial position of the piston rings in the grooves the research piston with the ring was placed in the cylinder sleeve. During the recording of the signals the piston was moved in the sleeve for the axial displacement of the piston rings to occur. The results of the measurements have been presented in Fig. 4. The data recording was conducted with the sampling frequency of 6.67 kHz. The proposed solution of the measuring system allows not only the identification of the end positions of the piston rings on the shelves but also a continuous distance measurement.

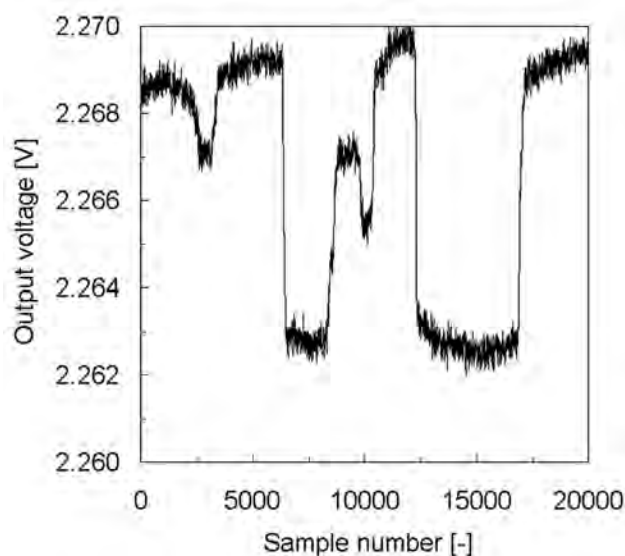


Fig. 4. The tracking of the output voltage of the piston ring position sensor

Rys. 4. Przebieg napięcia wyjściowego czujnika położenia pierścienia tłokowego

był poruszany w tulei tak, aby następowało przemieszczanie osiowe pierścieni. Wyniki pomiarów przedstawiono na rys. 4. Rejestrację danych prowadzono z częstotliwością próbkowania 6,67 kHz. Zaproponowane rozwiązanie układu pomiarowego pozwala nie tylko na identyfikację skrajnych położenia pierścienia na półkach rowka pierścieniowego, ale także na ciągły pomiar odległości.

Weryfikację układu do pomiaru ciśnienia pomiędzy pierścieniami przeprowadzono, wykorzystując sygnał z czujnika zamontowanego w komorze spalania pracującego silnika. Badania wykonano na jednocyldrowym silniku o zapłonie iskrowym pracującym ze stałą prędkością obrotową 2500 obr/min i przy małym obciążeniu rzędu 0,3 MPa średniego ciśnienia indykowanego. Wyniki pomiarów (rys. 5) wykazały, że uzyskano wystarczająco dobrą jakość sygnału. Dane rejestrowane były z częstotliwością 66,7 kHz.

Przeprowadzone próby wykazały, że pakiet baterii umożliwia ciągłą pracę układu pomiarowego przez co najmniej 40 min.

Kolejny etap badań układu pomiarowego polegał na sprawdzeniu jego odporności na przyspieszenia. Do tego celu wykorzystano mechanizm odtwarzający kinematykę tłoka w silniku badawczym. Badania przeprowadzono przy prędkości obrotowej wynoszącej 600 obr/min. Na rysunku 6 przedstawiono zarejestrowane przebiegi przyspieszeń.

5. Adaptacja jednocyldrowego silnika badawczego

Do badań wykorzystano jednocyldrowy silnik badawczy o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem do komory spalania. Średnica cylindra silnika wynosi 102 mm, a skok tłoka – 100 mm. Silnik posiada dwa zawory na cylinder z pośrednim napędem i wałkiem rozrządu umieszczonym w górnej części obudowy tulei cylindrowej. Napęd na wałek rozrządu z wału korbowego przenoszony jest wałkiem królewskim. Silnik ma możliwość płynnej regulacji stopnia sprężania w zakresie od 16 do 22,4.

Pierwotna konstrukcja silnika nie umożliwiała jednak zainstalowania tłoka badawczego. Ze względu na małą odległość pomiędzy korbowodem i przeciwcieżarami nie było możliwości, aby elementy układu pomiarowego zmieściły się w tej przestrzeni przy dolnym położeniu tłoka. Oznaczało to konieczność dokonania znacznej modyfikacji silnika badawczego – wymaganą ilość miejsca uzyskano dzięki wydłużeniu korbowodu i podwyższeniu tulei cylindrowej wraz z głowicą. Uzyskano to dzięki zastosowaniu specjalnej tulei. Oprócz tej tulei i korbowodu, opracowano konstrukcję i wykonano wydłużony wałek królewski do napędu rozrządu oraz jego obudowę i inne niezbędne elementy silnika.

Ponadto w głowicy silnika wykonano otwór umożliwiający mocowanie czujnika do pomiaru ciśnienia w komorze spalania. Kadłub silnika przed i po modyfikacji przedstawiono na rys. 7.

6. Stanowisko dynamometryczne

Silnik badawczy zainstalowano na odpowiednio przygotowanym stanowisku do badań dynamometrycznych. Do obciążania i napędzania silnika wykorzystano hamulec

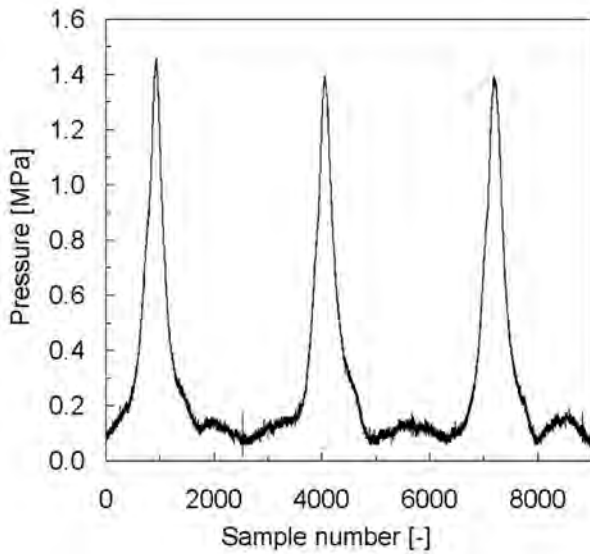


Fig. 5. The tracking of the indicated pressure inside the engine cylinder
Rys. 5. Przebieg ciśnienia indykowanego w cylindrze silnika

The checking of the measuring system of the pressure between the piston rings was carried out using a signal from the sensor fitted in the engine combustion chamber. The tests were carried out on a single cylinder spark ignition engine working with a constant speed of 2500 rpm at a small load of 0.3 MPa of the mean indicated pressure. The results of the measurements (Fig. 5) have shown that a sufficient signal quality was obtained. The data was recorded with the frequency of 66.7 kHz.

The performed trackings have shown that the battery pack allows a continuous operation of the measuring device for at least 40 minutes.

Another stage of the tests of the measuring device consisted in checking its resistance to accelerations. For this reason a mechanism reproducing the kinematics of the piston in the research engine was used. The tests were carried out at the engine speed of 600 rpm. Figure 6 presents the recorded tracking of the accelerations.

5. The course of the piston acceleration in the research engine

For the tests the authors used a single cylinder direct injected diesel research engine. The cylinder bore is 102 mm and the displacement – 100 mm. The engine has two valves per cylinder with an indirect drive and a camshaft in the upper part of the cylinder sleeve casing. The drive of the camshaft is transferred from the crankshaft through an intermediate distribution shaft. The engine compression ratio can be smoothly adjusted in the range from 16 to 22.4.

The initial design of the engine did not allow installing the research piston. Due to a small distance between the connecting rod and the counterweights the components of the measuring system would not fit if the piston reached its lowest position. This forced a serious modification of the research engine – the required space was made thanks to the extension of the connecting rod and the extension of the cyl-

indric, którym jest maszyna prądu stałego o mocy pochłanianej 80 kW.

Ze względu na specyfikę planowanych badań, w szczególności biorąc pod uwagę trwałość układu pomiarowego, założono, że silnik z zamontowanym tłokiem badawczym powinien pracować jak najkrócej, stąd układ chłodzenia silnika powinien pozwalać na wstępne podgrzanie niepracującego silnika. Aby sprostać tym wymaganiom, wykonano układ chłodzenia z opcją ogrzewania zarówno cieczy chłodzącej, jak i oleju z automatyczną regulacją temperatury. Układ ten wyposażony jest w zewnętrzne pompy cyrkulacyjne umożliwiające uzyskanie odpowiedniej temperatury bez konieczności napędzania silnika (rys. 8).

Do pomiaru zużycia paliwa zastosowano grawimetryczny miernik zużycia paliwa, natomiast do pomiaru natężenia przedmuchów spalin urządzenie AVL Blow-By Meter 442. Ponadto stanowisko badawcze wyposażono w przetworniki pomiarowe oraz panele odczytowe następujących wielkości wolnozmiennych: temperatury powietrza na dolocie do silnika, temperatury spalin, temperatury cieczy chłodzącej, temperatury i ciśnienia oleju. Do wyznaczania ilości powietrza zasysanego przez silnik zastosowano metodę pośrednią – strumień masy powietrza wyznaczany jest na podstawie masowego zużycia paliwa oraz wskazań szerokokresowej sondy lambda zainstalowanej w układzie wylotowym.

7. Podsumowanie

Opracowano unikatowy układ pomiarowy pozwalający na wyznaczenie zmian w czasie cyklu pracy silnika następujących wielkości: ciśnień w dwóch wybranych przestrzeniach międzypierścieniowych, przemieszczeń osiowych pierścieni uszczelniających w rowkach tłoka oraz temperatury gazu przepływającego przez uszczelnienie pierścieniowe. Układ ten, składający się z czujników pomiarowych, modułu przetwarzającego i rejestrującego

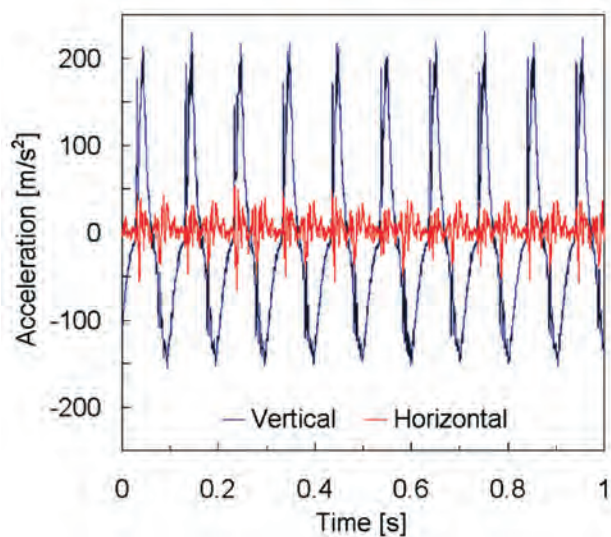


Fig. 6. The tracking of the piston acceleration at the engine speed of 600 rpm

Rys. 6. Przebieg przyspieszenia tłoka przy prędkości obrotowej 600 obr/min

inder sleeve with the cylinder head. A special sleeve allowed such a modification. Beside the sleeve and the connecting rod, an extended intermediate distribution shaft for the timing system, its casing and other necessary engine elements were designed and built.

In the engine cylinder head a hole was made for the fitting of the combustion chamber pressure sensor. The engine block before and after the modification has been shown in Fig. 7.

6. Dynamometer stand

The research engine was installed on a dynamometer stand. A direct current electric machine of the absorbed power of 80 kW was used to load and drive the engine.

Due to the specificity of the planned research tasks, particularly as regards the durability of the measuring system, the authors assumed that the engine with the installed research piston should work for the shortest possible time, hence the engine cooling system should provide engine heating before it starts operation. To do this, the cooling system was equipped with an adjustable heating option of both the coolant and the oil. This system has external circulation pumps allowing an obtainment of the desired temperatures without the necessity to start the engine (Fig. 8).

For the measurement of the fuel consumption a gravimetric fuel meter was used and for the measurement of the blow-by rate the authors used AVL Blow-By Meter 442. The test stand was also fitted with a measurement converter and readout panels of the following slow varying quantities: intake air temperature, exhaust gas temperature, coolant temperature, oil temperature and oil pressure. To calculate the amount of air taken by the engine an indirect method was applied – a mass flow is calculated based on mass fuel consumption and the signal from a wideband oxygen sensor (λ) installed in the exhaust system.

7. Conclusions

A unique measurement system was developed that allows determining of the changes of the following quantities during the engine work cycle: pressure in two selected spaces between the rings, axial sealing rings displacements in the ring grooves and the temperature of the gas blown through the ring seal. This system (composed of measuring sensors, a processing and a recording modules and a power module) was installed in a piston of a modified single cylinder diesel research engine. The engine was installed on a dynamometer stand fitted with an external cooling and lubrication systems that ensured maintaining of the required engine thermal conditions.

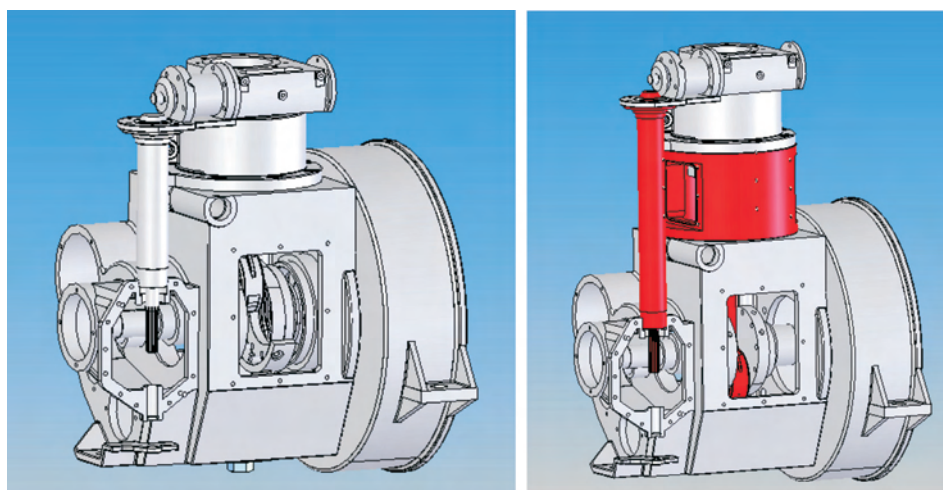


Fig. 7. The research engine before the modification (left image) and after the modification (right image); Added or modified elements have been colored red

Rys. 7. Silnik badawczy przed modyfikacją (po lewej) i po modyfikacji (po prawej); kolorem czerwonym zaznaczono elementy dodane lub zmodyfikowane

sygnały pomiarowe oraz modułu zasilającego, umieszczono w tłoku zmodyfikowanego jednocylindrowego badawczego silnika o zapłonie samoczynnym. Silnik zamontowano na odpowiednio przystosowanym stanowisku dynamometrycznym, wyposażonym m.in. w zewnętrzny układ chłodzenia i smarowania, pozwalający utrzymać silnik w wymaganym stanie cieplnym.

Układ pomiarowy poddano testom sprawdzającym. Elektroniczny układ kondycjonowania i rejestracji sygnałów pomiarowych spełniał wszystkie wymagania metrologiczne w zakresie częstotliwości próbkowania, rozdzielczości pomiarowej oraz jakości subminiaturowych układów kondycjonowania sygnałów. Sprawdzono także odporność

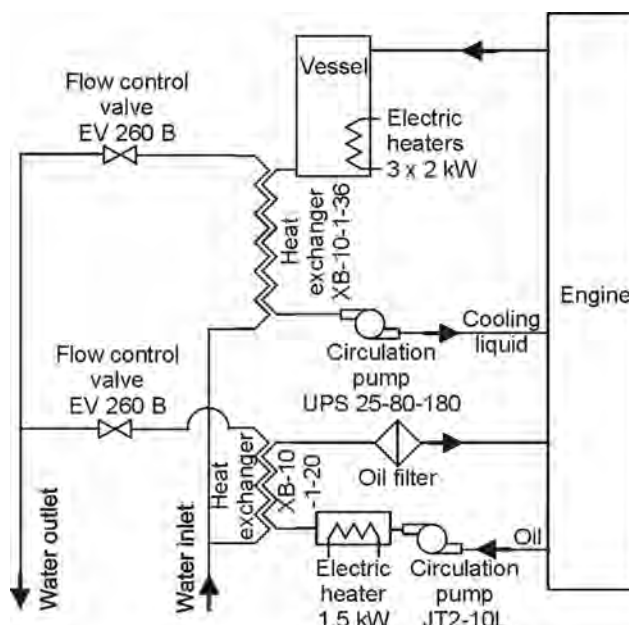


Fig. 8. Schematics of a hydraulic engine temperature stabilization system

Rys. 8. Schemat hydraulicznego układu stabilizacji temperatury silnika

The measurement system was subjected to a checkup. The electronic system for the measurement signal conditioning and recording met all the metrological requirements in terms of the sampling frequency, measurement resolution and quality of the subminiature signal conditioning systems. The resistance of the system to high temperatures of up to 100 °C and high g-loads of up to 200 g was also checked (due to technological limitations the system could not have been subjected to thermal and mechanical loads at a time). The trial confirmed the correct selection of the power supply system. The tests performed on the measurement system, on the research engine and on the dynamometer stand have confirmed their full compliance with the set requirements.

The test stand should allow measuring of the fast varying quantities accompanying the sealing of the piston-rings-cylinder assembly during a regular engine operation at varied engine speeds and loads. The results of the measurements will serve the purpose of validating the mathematical model of the piston ring seal.

układu na działanie wysokich temperatur do 100 °C oraz dużych przeciążeń do 200 g – ze względu na ograniczenia techniczne układ nie był poddany jednocześnie działaniu obciążeń cieplnych i mechanicznych. Próby potwierdziły również poprawność wyboru układu zasilającego. Przeprowadzone testy układu pomiarowego, silnika badawczego i stanowiska dynamometrycznego potwierdziły, że spełniają one postawione wymagania.

Przygotowane stanowisko powinno umożliwić dokonanie pomiarów szybkozmiennych wielkości towarzyszących uszczelniającemu działaniu układu TPC podczas normalnej pracy silnika, przy różnych prędkościach obrotowych i różnych obciążeniach. Wyniki pomiarów posłużą do weryfikacji opracowanego matematycznego modelu uszczelnienia pierścieniowego.

Acknowledgements

This work has been financed from resources appropriated for science in the years 2010-2012 as a research project no. N N509 479538/Praca finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt badawczy nr N N509 479538

Bibliography/Literatura

- [1] Ariga S.: Observation of Transient Oil Consumption with In-Cylinder Variables, SAE Paper 961910, 1996.
- [2] Chen J.: Richardson D.E., Predicted and Measured Ring Pack Performance of a Diesel Engine, SAE Paper 2000-01-0918, 2000.
- [3] Dursunkaya Z., Keribar R., Richardson D.E.: Experimental and Numerical Investigation of Inter-Ring Gas Pressures and Blowby in a Diesel Engine, SAE Paper 930792, 1993.
- [4] Koszałka G.: Heat transfer between gas and the surrounding walls in the model of gas flow from the combustion chamber to the crankcase, Combustion Engines 3(138), pp. 71-79, 2009.
- [5] Koszałka G.: Application of the piston-rings-cylinder kit model in the evaluation of operational changes in blowby flow rate, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability Nr 4(48), pp. 72-81, 2010.
- [6] Koszałka G.: Predicting the durability of the piston-rings-cylinder assembly of a diesel engine using a piston ring pack model, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 3(51), pp. 40-44, 2011.
- [7] Nakayama K., Yasutake Y., Takiguti M., Furuham: S., Effect of Piston Motion on Piston Skirt Friction of a Gasoline Engine. SAE Paper 970839, 1997.
- [8] Petris De C., Giglio V., Police G.: Some Insights on Mechanisms of Oil Consumption, SAE Paper 961216, 1996.
- [9] Richardson D.E.: Comparison of Measured and Theoretical Inter-Ring Gas Pressure on a Diesel Engine. SAE Paper 961909, 1996.
- [10] Takiguchi M., Ando H., Takimoto T., Uratsuka A.: Characteristics of Friction and Lubrication of Two-Ring Piston, JSAE Review 17, pp. 11-16, 1996.
- [11] Tamminen J., Sandstrom C-E., Andersson P.: Influence of load on the tribological conditions in piston ring and cylinder liner contacts in a medium-speed diesel engine, Tribology International 39, pp. 1643-1652, 2006.
- [12] Yoshida H., Yamada M., Kobayashi H.: Diesel Engine Oil Consumption Depending on Piston Ring Motion and Design, SAE Paper 930995, 1993.

Grzegorz Koszałka, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Grzegorz Koszałka – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: g.koszalka@pollub.pl



Jacek Hunicz, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Hunicz, prof. PL – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.hunicz@pollub.pl



Paweł Kordos, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Paweł Kordos – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: p.kordos@pollub.pl



Projection of the demand for energy sources by car fleet in Poland by the year 2030

The paper presents an expert assessment of the number of passenger cars and light trucks (with a maximum mass not exceeding 3.5 Mg), trucks (with a maximum mass exceeding 3.5 Mg) and buses for 2010 and forecast up to the 2030 taking into account types of energy sources (petrol, diesel fuel, liquefied petroleum gas, natural gas and electricity). The average annual mileage and average operational consumption of energy sources have been estimated. On this basis, the projected energy sources consumption for the years 2010, 2015, 2020, 2025 and 2030 has been defined.

Key words: car transport, cars, annual mileage, fuel consumption

Prognoza popytu na nośniki energii przez park samochodowy w Polsce w perspektywie 2030 r.

W opracowaniu przedstawiono eksperckie oszacowanie liczby samochodów osobowych, lekkich samochodów ciężarowych (o masie maksymalnej nie przekraczającej 3,5 Mg), samochodów ciężarowych (o masie maksymalnej przekraczającej 3,5 Mg) i autobusów dla 2010 r. i prognozę do 2030 r. z uwzględnieniem rodzajów nośników energii (benzyna, olej napędowy, skroplony gaz ropopochodny, gaz ziemny i energia elektryczna). Oszacowano średnie roczne przebiegi oraz średnie eksploatacyjne zużycie nośników energii. Na tej podstawie wyznaczono dla lat 2010, 2015, 2020, 2025 i 2030 przewidywane zużycie nośników energii.

Słowa kluczowe: transport samochodowy, samochody, przebiegi roczne, zużycie paliwa

1. Introduction

The scope of the published forecast of the demand for energy sources by the Polish cars fleet applies to the following groups of vehicles [10]:

- passenger cars – category M1,
- light trucks (i.e. vans) with a maximum mass not exceeding 3.5 Mg – category N1,
- buses – category M2 and M3,
- trucks with a maximum mass exceeding 3.5 Mg – Category N2 and N3.

Forecast of the consumption of energy sources was developed using the method proposed by ITS and approved by the Department of Transport Policy and International Affairs of the Ministry of Transport, Construction and Maritime Economy in 2011 [12]. This method requires that the three main factors that determine the level of demand for energy sources in various categories of vehicles:

- estimates the number of vehicles – N,
- estimates of average annual vehicles' mileages – P,
- estimates of average operational energy sources consumption (per 100 km of vehicles mileage) – Q.

Energy sources consumption represents the sum, for the individual vehicle categories, of the multiplication products of the number of vehicles, their mileages and the operational fuel consumption.

$$G = c \cdot \sum_{i=1}^K N_i \cdot P \cdot Q_i \quad (1)$$

where K – the number of vehicles category, c – constant depending on the measurement units used.

1. Wstęp

Zakres prezentowanej prognozy popytu na nośniki energii przez polski park samochodowy dotyczy następujących grup pojazdów [10]:

- samochodów osobowych – kategoria M1,
- lekkich samochodów ciężarowych (tzw. dostawczych) o masie maksymalnej nie przekraczającej 3,5 Mg – kategoria N1,
- autobusy – kategoria M2 i M3,
- samochody ciężarowe o masie maksymalnej przekraczającej 3,5 Mg – kategoria N2 i N3.

Prognozę zużycia nośników energii opracowano przy wykorzystaniu metody zaproponowanej przez ITS i przyjętej przez Departament Polityki Transportowej i Spraw Międzynarodowych Ministerstwa Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej w 2011 r. [12]. Metoda ta wymaga uwzględnienia trzech zasadniczych czynników decydujących o wielkości popytu na nośniki energii w poszczególnych kategoriach pojazdów:

- prognozy liczb pojazdów – N,
- prognozy średnich rocznych przebiegów pojazdów – P,
- prognozy średniego eksploatacyjnego zużycia nośników energii (przypadającego na 100 km przebiegu pojazdów) – Q.

Zużycie nośników energii jest sumą dla poszczególnych kategorii pojazdów iloczynów liczb pojazdów, ich przebiegu i eksploatacyjnego zużycia paliwa – wzór (1),

gdzie: K – liczba kategorii pojazdów, c – stała zależna od użytych jednostek miar.

W przedstawionej prognozie zaprezentowano jeden wariant prognozy, uznany przy obecnym stanie wiedzy ekspertów, za najbardziej prawdopodobny [2, 3, 11].

The forecast presented shows one projection variant considered, at the current state of knowledge of experts, as the most likely [2, 3, 11].

2. Forecast of the number of car fleet in Poland by the 2030

As of the situation at the end of 2010, the number of registered passenger cars in Poland amounted to 17,239.8 thousand [7]. It is estimated that the individual transport means (mostly passenger cars) accounted for 280 billion passenger-kilometres of transport work conducted in that year. [2]

The share of passenger cars in the structure of the transport work for the different types and modes of transport is dominant now and will be in the next twenty years [2].

Forecast of the total number of passenger cars in Poland by the 2030 [3] indicates that this number in the years 2010 to 2030 is expected to rise from 17.2 million to (20.5–22.7) million.

Analysis of trends and determinants of the fuel development for passenger car leads to the conclusion that in Poland, by the 2030 a further increase in the number of cars in operation will primarily be based on cars powered by internal combustion engines.

Currently, in the structure of fuel types of the passenger cars registered in the country, still dominates gasoline. In 2010, passenger cars with petrol engines accounted for about 62 % of the structure of the fleet, and cars with engines running on diesel fuel, about 23 %. In the recent years, the dynamic growth in the number and share in the structure of passenger cars fleet in Poland has been of the vehicles powered by diesel engines. For example, this share in 2005 was about 9 % [12], and by the end of 2011 it increased to approximately 25 % [7].

According to expert forecasts, after 2025, the interest in the purchase of cars with engines fuelled by diesel fuel, due to their technical complexity and rising prices may decline in Poland. In the years 2025–2030 it is assumed that the number of registered in Poland passenger cars with diesel engines will decline as well as the decrease in their share in the fuel structure of all the cars in Poland, will take place.

Poland has one of the leading places in the world in terms of the number of cars with engines fuelled by liquefied petroleum gas (LPG). By the end of 2010, the number of passenger cars with LPG systems in Poland amounted to 2,477.6 thousand and at the end of 2011 amounted to 2,615.3 thousand [7]. The reason for the development of LPG in Poland are, in many cases, lower operating costs of cars equipped with dual fuel supply system when compared to the cost of cars with petrol engines. Not without significance is the fact of a dense network of LPG fuel stations in Poland.

One factor that may affect the decline in interest of operating cars fitted with LPG systems may be, in the forecast years, the increase in prices of LPG fuel in relation to the prices of petrol and diesel fuel. One should be aware that over the LPG industry in Poland and throughout the European Union hangs threat of losing preferential rate

2. Prognoza liczebności parku samochodowego w Polsce do 2030 r.

Wg stanu na koniec 2010 r., liczba zarejestrowanych w Polsce samochodów osobowych wyniosła 17239,8 tys. szt. [7]. Szacuje się, że środkami motoryzacji indywidualnej (głównie samochodami osobowymi) wykonano w tymże roku pracę przewozową rzędu 280 mld pasażerokilometrów [2].

Udział samochodów osobowych w strukturze pracy przewozowej przy różnych rodzajów i gałęzi transportu jest obecnie oraz będzie w perspektywie najbliższych dwudziestu lat dominujący [2]. Prognoza ogólnej liczby samochodów osobowych w Polsce do 2030 r. [3] wskazuje, że liczba ta w latach 2010 – 2030 powinna wzrosnąć z 17,2 mln szt. do (20,5–22,7) mln szt.

Analiza trendów i uwarunkowań rozwoju paliwowego samochodów osobowych prowadzi do wniosku, że w Polsce w perspektywie roku 2030 dalszy wzrost liczby eksploatowanych samochodów bazował będzie przede wszystkim na samochodach napędzanych silnikami spalinowymi.

Aktualnie w strukturze rodzajów paliw samochodów osobowych zarejestrowanych w kraju dominuje benzyna. W 2010 r. samochody osobowe z silnikami benzynowymi stanowiły około 62 % w strukturze parku, a samochody z silnikami zasilanymi olejem napędowym około 23 %. W ostatnich latach obserwowano dynamiczny wzrost liczby i udziału w strukturze parku samochodów osobowych w Polsce pojazdów z silnikami zasilanymi olejem napędowym. Przykładowo udział ten wynosił w 2005 r. około 9 % [12], a wg stanu na koniec 2011 r. wzrósł do około 25 % [7].

Wg eksperckich przewidywań, po roku 2025 zainteresowanie zakupem samochodów osobowych z silnikami zasilanymi olejem napędowym, z powodu ich technicznego skomplikowania i rosnącej ceny może w Polsce maleć. W latach 2025–2030 zakłada się spadek zarejestrowanych w Polsce samochodów osobowych z silnikami na olej napędowy oraz spadek ich udziału w strukturze paliwowej wszystkich samochodów osobowych w Polsce.

Polska zajmuje jedno z czołowych miejsc w świecie pod względem liczby samochodów z silnikami zasilanymi skroplonym gazem ropopochodnym LPG (*Liquefied Petroleum Gas*). Wg stanu na koniec 2010 r. liczba samochodów osobowych z instalacjami LPG w Polsce wyniosła 2477,6 tys. szt., a na koniec 2011 r. wyniosła 2615,3 tys. szt. [7]. Przyczyną rozwoju LPG w Polsce są w wielu przypadkach niższe koszty eksploatacji samochodów wyposażonych w dwupaliwowy system zasilania w porównaniu z kosztami samochodów z silnikami benzynowymi. Nie bez znaczenia jest fakt gęstej sieci stacji zasilania paliwem LPG w Polsce.

Czynnikiem, który może wpłynąć na spadek zainteresowania eksploatacją samochodów wyposażonych w instalacje LPG może być w latach prognozy wzrost cen paliwa LPG w relacji z cenami benzyny i oleju napędowego. Trzeba mieć świadomość, że nad branżą LPG w Polsce i w całej Unii Europejskiej wisi groźba utraty preferencyjnej stawki akcyzowej. W projekcie nowej dyrektywy w tej kwestii Komisja Europejska proponuje rozwiązania, które mogą

of excise duty. In the new draft directive on this issue, the European Commission proposes solutions that can make the use of LPG for vehicles completely unaffordable. This project was widely protested and probably in this form will not enter into force. However, the industry needs to prepare for a compromise solution that will still probably be worse than the status quo. It is not therefore inconceivable that, due to the high taxation of this fuel, a good period of LPG in Poland may come to an end.

Number of passenger cars with engines powered by natural gas: compressed (CNG – Compressed Natural Gas) and liquefied (LNG – Liquefied Natural Gas) in a car fleet in Poland is insignificant. According to the data from the CEP 2009 database, this number stood at 1,915 representing 0.01 % of the passenger cars fleet registered in Poland [4].

The main barrier to the development of the use of natural gas in road transport in Poland is a small number of public gas distribution stations and the relatively high costs of adapting the car to run on this fuel. Another limiting factor in the decisions of potential users of cars powered by natural gas is uncertainty as to the competitive price of this fuel remaining, in comparison with the prices of other fuels used in cars. The Excise Tax Act of 28 December 2008 has a zero rate set a of excise duty on natural gas, which will be valid until 31 October 2013.

It may be expected that in the years of the forecast there will be a certain development of the use of natural gas to power the car engines. It will be dependent on the future relationship between the prices of natural gas and gasoline, diesel fuel and LPG.

High prices of conventional fuels (petrol and diesel fuel) resulting mainly from crude oil prices on the world market and the EU's policy aiming to reduce the growth of greenhouse gas emissions (mainly carbon dioxide) will affect the stimulation of the development of the natural gas market in the EU, including the Poland.

The scale of the development of electric vehicles in Poland is now marginal, despite these cars currently already available on the market. It is estimated that in 2011 Poland had registered few dozens of electric cars. One should not expect, in the next few years, a spontaneous expansion of electric cars in Poland.

The legitimacy of promoting the development of electric vehicles use depends on the source of electricity that will be supplied to the batteries of these vehicles. As long it is made mostly from solid fuels (fossil), as is the case in Poland the indirect greenhouse gas emission of electric vehicles is greater than the emission generated by modern internal combustion engines [1, 6]. However, an argument for electric vehicles is zero emissions of air polluting gases in the traffic lane, including in urban areas. Thus, from the point of view of greenhouse gas emissions electric vehicle system development will have a justification following the change in the structure of energy sources in Poland.

From the point of view of the average electric cars operating costs, even with rough estimates of the expected prices of motor fuels (gasoline and diesel fuel), it is rather difficult

spowodować, że stosowanie LPG do napędu pojazdów stanie się całkowicie nieopłacalne. Projekt ten został jednak szeroko oprotestowany i zapewne w tym kształcie nie wejdzie w życie. Branża musi jednak przygotować się na rozwiązanie kompromisowe, które i tak zapewne okaże się gorsze od stanu obecnego. Nie jest zatem wykluczone, że dobry okres LPG w Polsce z powodu wysokiego opodatkowania tego paliwa podatkiem akcyzowym może dobiec końca.

Liczba samochodów osobowych z silnikami zasilanymi gazem ziemnym: sprężonym (CNG – *Compressed Natural Gas*) i skroplonym (LNG – *Liquefied Natural Gas*) w strukturze parku samochodów osobowych w Polsce jest niewielka. Wg danych z bazy danych CEP 2009 r. liczba ta wyniosła 1915 szt., co stanowiło 0,01 % parku samochodów osobowych zarejestrowanych w Polsce [4].

Główną barierą rozwoju wykorzystania gazu ziemnego w transporcie samochodowym w Polsce jest mała liczba publicznych stacji dystrybucji gazu oraz stosunkowo wysokie koszty przystosowania samochodów do zasilania tym paliwem. Dodatkowym czynnikiem ograniczającym decyzje potencjalnych użytkowników samochodów osobowych zasilanych gazem ziemnym jest niepewność co do utrzymania się konkurencyjnej ceny tego paliwa w porównaniu z cenami innych paliw stosowanych w samochodach. W ustawie o podatku akcyzowym z dnia 28 grudnia 2008 r. określono zerową stawkę podatku akcyzowego od gazu ziemnego, która będzie obowiązywać do 31 października 2013 r.

Można oczekiwać, że w Polsce w latach objętych prognozą nastąpi pewien rozwój wykorzystania gazu ziemnego do zasilania silników samochodowych. Będzie on uwarunkowany przyszłymi relacjami pomiędzy cenami gazu ziemnego oraz benzyny, oleju napędowego i LPG.

Wysokie ceny tradycyjnych paliw (benzyny i oleju napędowego) wynikające głównie z cen ropy naftowej na światowym rynku oraz polityka UE zmierzająca do ograniczenia dynamiki wzrostu emisji gazów cieplarnianych (przede wszystkim dwutlenku węgla) będą wpływały na stymulowanie rozwoju rynku gazu ziemnego w UE, w tym w Polsce.

Skala rozwoju w Polsce samochodów elektrycznych jest obecnie w Polsce marginalna, pomimo aktualnie już dostępnych na rynku samochodów z tym napędem. Szacuje się, że w 2011 r. w Polsce było zarejestrowanych kilkadziesiąt elektrycznych samochodów osobowych. Nie należy oczekiwać w najbliższych latach żywiołowego rozwoju ilościowego samochodów elektrycznych w naszym kraju.

Zasadność promowania rozwoju stosowania pojazdów elektrycznych zależy od źródeł energii elektrycznej, którą zasilane będą akumulatory tych pojazdów. Jak długo produkowana jest ona głównie z paliw stałych (kopalnych), jak to ma miejsce w Polsce, ciągniona emisja gazów cieplarnianych z samochodów z napędem elektrycznym jest większa niż emisja generowana przez nowoczesne silniki spalinowe [1, 6]. Natomiast argumentem przemawiającym na rzecz pojazdów z napędem elektrycznym jest zerowa emisja gazów zanieczyszczających powietrze w pasie drogowym, w tym w obszarach zabudowanych. Zatem z punktu widzenia emisji

to expect in the medium term, the economic competitiveness of electric cars with the internal combustion engines equipped ones.

Electric cars, mainly because of their limited range, are now seen by their potential users as "uncertain" means of transportation. Technical progress in the construction of the batteries gradually affects the increase in their range, however it is too early to talk, at this point, about the operational competitiveness of electric vehicles to vehicles with conventional engines. Experience shows that such vehicles in the future will be primarily used for local journeys, such as in urban areas [1, 6]. The electric car will usually be second or a third car in the family of a high financial status.

According to the projections over the forecast period, in Poland will continue to dominate cars equipped with gasoline engines, while their share in total passenger car fleet will be around 56 % in 2020 and around 55 % in 2030 (in 2010 was at about 62 %).

Cars equipped with diesel fuel powered engines should be around 28 % in 2020 and around 26 % in 2030 (in 2010, about 23 %) of the total passenger car engines. In the forecast years, the share of cars with engines running on liquefied petroleum gas is expected to be 16 % (in 2010 about 15 %). It is expected that in 2030 the share of passenger cars with engines fuelled by natural gas in the total number of cars in Poland will amount to about 2.5 %, and the share of electric vehicles will account for around 0.1 %.

Figure 1 shows the forecast number of passenger cars in Poland by the 2030 acc. to the type of energy sources.

Projected numbers of trucks by maximum mass groups are subject first of all to the projected haulage work of the Polish fleet of trucks and the projected average haulage work productivity of the statistical transport vehicle.

Anticipating change in the average annual haulage work productivity of the statistical truck during the forecast period it is assumed that the technical – operational indicators,

gazów cieplarnianych rozwój systemu pojazdów elektrycznych będzie miał uzasadnienie po zmianie struktury źródeł energii elektrycznej w Polsce.

Z punktu widzenia średnich kosztów eksploatacji samochodów elektrycznych, nawet przy zgrubnych oszacowaniach dotyczących przewidywanych cen paliw silnikowych (benzyny i oleju napędowego), raczej trudno oczekiwać w perspektywie średniookresowej, ekonomicznej konkurencyjności stosowania samochodów elektrycznych w stosunku do wyposażonych w silniki spalinowe.

Samochody elektryczne, przede wszystkim z uwagi na ich ograniczony zasięg, postrzegane są obecnie przez potencjalnych ich użytkowników jako „niepewny” środek lokomocji. Postęp techniczny w konstruowaniu akumulatorów wpływa stopniowo na zwiększanie ich zasięgu, jednak za wcześnie mówić w tej chwili o konkurencyjności eksploatacyjnej samochodów elektrycznych wobec pojazdów z konwencjonalnymi silnikami. Z dotychczasowych doświadczeń wynika, że samochody takie będą w przyszłości wykorzystywane przede wszystkim dojazd lokalnych np. na obszarze miast [1, 6]. Samochód elektryczny będzie najczęściej drugim albo trzecim samochodem w rodzinie o wysokim statusie finansowym.

Wg przewidywań w okresie objętym prognozą w Polsce nadal będą dominowały samochody osobowe wyposażone w silniki benzynowe, przy czym ich udział w strukturze parku samochodów osobowych ogółem wyniesie około 56 % w roku 2020 i około 55 % w roku 2030 (w roku 2010 około 62 %).

Samochody wyposażone w silniki zasilane olejem napędowym powinny stanowić około 28 % w 2020 r. i około 26 % w 2030 r. (w 2010 r. około 23 %) ogółu silników samochodów osobowych. W latach prognozy przewiduje się udział samochodów osobowych z silnikami na skroplony gaz ropopochodny rzędu 16 % (w 2010 r. około 15 %). Przewiduje się, że w roku 2030 udział samochodów osobowych wyposażonych w silniki zasilane gazem ziemnym wśród ogółu samochodów w Polsce wyniesie około 2,5 %, a udział samochodów elektrycznych będzie stanowił około 0,1 %.

Na rysunku 1 przedstawiono prognozę liczby samochodów osobowych w Polsce do 2030 r. wg rodzajów nośników energii.

Prognozowane liczby samochodów ciężarowych wg grup masy maksymalnej są uwarunkowane przede wszystkim prognozowaną pracą przewoźową polskiego parku ciężarowego i prognozowanej średniej wydajności pracy przewoźowej statystycznego pojazdu.

Przewidując zmiany średniej rocznej wydajności statystycznego samochodu ciężarowego w okresie prognozy zakłada się, że cechami techniczno–eksploatacyjnymi, które w sposób szczególnie będą wpływać na wzrost tej wydajności w skali dotyczącej całości polskiego transportu samochodowego będą: wzrost wykorzystania taboru, wzrost wykorzystania przebiegu, wzrost wykorzystania czasu pracy.

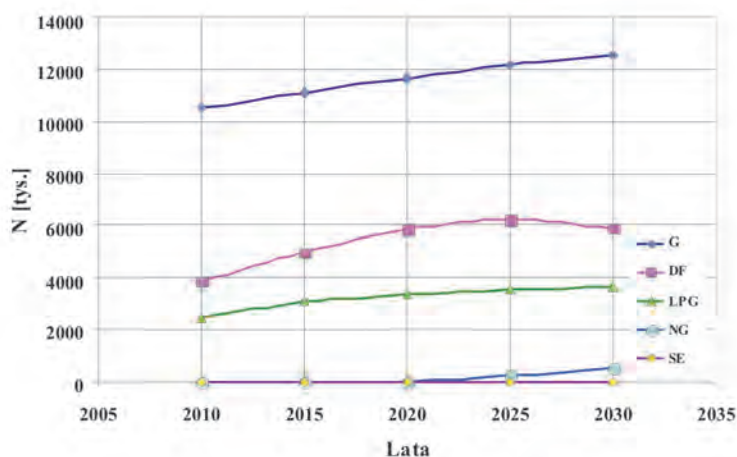


Fig. 1. Forecast numbers of passenger cars arranged by type of energy sources: G – gasoline, DF – diesel fuel, LPG – liquefied petroleum gas, NG – natural gas, SE – electricity

Rys. 1. Prognoza liczb samochodów osobowych wg rodzajów nośników energii:
 G – benzyna silnikowa, DF – olej napędowy, LPG – skroplony gaz ropopochodny,
 NG – gaz ziemny, SE – energia elektryczna

which will specifically affect the growth of this productivity on the entire scale of the Polish road transport will be: an increase in the utilization of the rolling stock, mileage, and operating time. Formation of these indicators will be enhanced by the anticipated structural changes in the Polish freight transport, which affect, among others modernization of the structure of the trucks fleet, changes in the structure of the size of companies in the commercial road transport and logistics development, the use of modern information and communication technologies in transport, the development of motorways and expressways, etc.

According to current estimates [3] for the period up to 2030, the dominance of haulage work carried out by the truck fleet, will be maintained.

It is expected that in 2030 about 95 % of haulage work of the entire Polish freight road transport will be performed by the fleet of above 3.5 Mg GVW. The forecast, for 2030, total number of trucks in Poland should be around 3,394 thousand (Fig. 2) including the number of trucks up to 3.5 Mg of a maximum mass – about 2,514 thousand and those above 3.5 Mg of a maximum mass – about 880 thousand.

Projected numbers of trucks by maximum mass groups are subject first of all to the projected haulage work of the Polish fleet of trucks and the projected average haulage work productivity of the statistical transport vehicle.

Anticipating change in the average annual haulage work productivity of the statistical truck during the forecast period it is assumed that the technical – operational indicators, which will specifically affect the growth of this productivity on the entire scale of the Polish road transport will be: an increase in the utilization of the rolling stock, mileage, and operating time. Formation of these indicators will be enhanced by the anticipated structural changes in the Polish freight transport, which affect, among others modernization of the structure of the trucks fleet, changes in the structure of the size of companies in the commercial road transport and logistics development, the use of modern information and communication technologies in transport, the development of motorways and expressways, etc.

According to current estimates [3] for the period up to 2030, the dominance of haulage work carried out by the truck fleet, will be maintained.

It is expected that in 2030 about 95% of haulage work of the entire Polish freight road transport will be performed by the fleet of above 3.5 Mg of a maximum mass. The forecast, for 2030, total number of trucks in Poland should be around 3,394 thousand (Fig. 2) including the number of trucks up to 3.5 Mg of a maximum mass – about 2,514 thousand and those above 3.5 Mg of a maximum mass – about 880 thousand.

Compared to the overall truck fleet in 2010, the projected growth of the fleet by the 2030 would be around 14 %. Compared to the truck fleet with a maximum mass of more

Kształtowaniu się tych wskaźników powinny sprzyjać przewidywane zmiany strukturalne w polskim transporcie ciężarowym, wpływające m.in. na unowocześnienie struktury parku ciężarowego, zmiany struktury wielkości przedsiębiorstw w zarobkowym transporcie samochodowego, a także rozwój logistyki, wykorzystanie nowoczesnych metod informacyjno–komunikacyjnych w transporcie, rozwój sieci autostrad i dróg ekspresowych itp.

Wg aktualnej prognozy [3] w okresie do 2030 r. będzie utrzymana dominacja pracy przewozowej wykonywanej ciężkim taborem ciężarowym. W 2030 r. około 95 % pracy przewozowej całego polskiego ciężarowego transportu samochodowego wykonywane będzie taborem o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg. Prognozowana na 2030 r. liczba ogółem samochodów ciężarowych w Polsce powinna wynieść około 3390 tys. szt. (rys. 2), w tym liczba samochodów ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg – około 2510 tys. szt., a o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg – około 880 tys. szt.

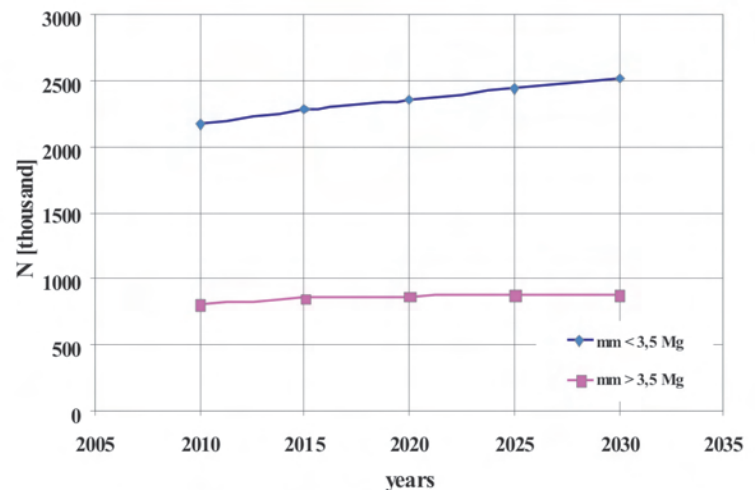


Fig. 2. Forecast of the numbers of trucks acc. to the maximum mass groups – mm
Rys. 2. Prognoza liczb samochodów ciężarowych wg grup masy maksymalnej – mm

W porównaniu do stanu ogółem parku ciężarowego w 2010 r. prognozowany wzrost liczby parku do 2030 r. wyniósłby około 14 %. W porównaniu do stanu taboru ciężarowego o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg w 2010 r. prognozowany wzrost liczby parku wyniósłby około 9 %. W przypadku pojazdów o masie maksymalnej mniejszej od 3,5 Mg zmiana ta wyniósłaby około 16 %.

Przewiduje się, że w roku 2030 samochody ciężarowe o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg z silnikami o zapłonie samoczynnym stanowiły będą około 75% tego parku (około 59 % w 2010 r.). Zakłada się utrzymanie tendencji spadku udziału samochodów z silnikami o zapłonie iskrowym w strukturze samochodów ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg (rys. 3). Udział ten w 2030 r. zmaleje do około 15 % (około 33 % w 2010 r.).

than 3.5 Mg in 2010, the projected increase in the number of the trucks in the fleet would be around 9 %. In the case of vehicles with a maximum mass of less than 3.5 t, this change would be around 16%.

It is expected that in 2030 trucks with a maximum mass of less than 3.5 Mg with the compression-ignition engines will account for approximately 75% of the fleet (about 59 % in 2010). Expected is continuation of the declining trend in the share of vehicles with petrol engines in the structure of the trucks fleet up to 3.5 Mg of a maximum mass (Fig. 3). It is assumed that this proportion will decrease in 2030 to about 15 % (2010 – about 33 %).

Dual-fuel systems supplying truck engines will continue to develop (petrol + LPG), although the dynamics of change in this area will be lower than in the first decade of the twenty-first century. It is expected that in 2030, their share in the structure of this fleet will be approximately 7 %.

The projected development of the natural gas distribution network will enable increased use of this fuel in the automotive industry, including trucks with a maximum mass of less than 3.5 Mg. It is assumed that in 2030, about 3 % of the truck fleet of this total mass will be powered by natural gas.

In the forecast discussed predicts a small (0.1 % in 2030) share of electric vehicles in the structure of the trucks fleet with a maximum mass of less than 3.5 Mg. These cars would be used for example in the distribution transport in city centres.

The fleet of buses and special vehicles registered in Poland, accounts for only 1% of the motor vehicles in Poland [7].

Projected numbers of buses in Poland by the 2030 were based on projected carriage work of buses and projected average statistical productivity of the statistical vehicle. According to the forecast of the demand for transport work [2], its decline is predicted that for the years 2010–2030, although in the third decade of the century there should be certain increase, mainly due to transport by extra-urban buses.

Statistical data for the last few years confirm the declining trend in the average productivity of the carriage work of the statistical bus in the extra-urban transport. The downward trend is expected to occur still in the first half of the forecast period, then the actions for rationalizing this type of transport, are expected. These may be activities of a legal nature (legislative, control) and rationalizing the structure of the buses fleet, and other activities such as in the field of transport telematics.

Because the statute of large enterprises evolved in extra-urban public transport forces them to provide the service also on the routes of a low turnout, it must be assumed that in the face of competition primarily from the individual motorism, average annual transport work productivity of the statistical bus, after all, will not be significantly increased in the forecast period.

Decrease in the number of buses in Poland in the next 20 years will be primarily attribut-

Nadal będą rozwijały się układy dwupaliwowe (benzyna i LPG) zasilania silników samochodów ciężarowych, chociaż dynamika zmian w tym zakresie będzie niższa niż w pierwszej dekadzie XXI wieku. Przewiduje się, że w 2030 r. ich udział w strukturze przedmiotowego parku wyniesie około 7 %.

Zakładany rozwój sieci dystrybucji gazu ziemnego umożliwi wzrost wykorzystania tego paliwa w motoryzacji, w tym w samochodach ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg. Przyjęto założenie, że w 2030 r. około 3 % parku ciężarowego o tej masie całkowitej będzie zasilanych gazem ziemnym.

W przedmiotowej prognozie przewiduje się niewielki (0,1 % w 2030 r.) udział samochodów elektrycznych w strukturze parku samochodów ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg. Samochody te znalazłyby zastosowanie np. w przewozach dystrybucyjnych w centrach miast.

Park zarejestrowanych w Polsce autobusów i samochodów specjalnych stanowi zaledwie 1 % pojazdów samochodowych w Polsce [7].

Prognozowane liczby autobusów w Polsce do 2030 r. wykonano na podstawie prognozowanej pracy przewozowej autobusów i prognozowanej średniej wydajności przewozowej statystycznego pojazdu. Wg prognozy popytu na pracę przewozową [2] przewiduje się w latach 2010–2030 jej spadek, chociaż w trzeciej dekadzie wieku powinien wystąpić pewien wzrost, głównie za sprawą przewozów autobusami pozamiejskimi.

Dane statystyczne za ostatnie lata potwierdzają tendencję spadku średniej wydajności pracy przewozowej statystycznego autobusu w przewozach pozamiejskich. Występowanie tendencji spadkowej przewiduje się jeszcze w pierwszej połowie okresu prognozy, po czym należy oczekiwać działań sprzyjających racjonalizacji tego rodzaju transportu. Mogą to być działania o charakterze prawnym (legislacyjnym, kontrolnym) i działania racjonalizujące strukturę taboru autobusowego, czy inne działania np. z zakresu telematyki transportu.

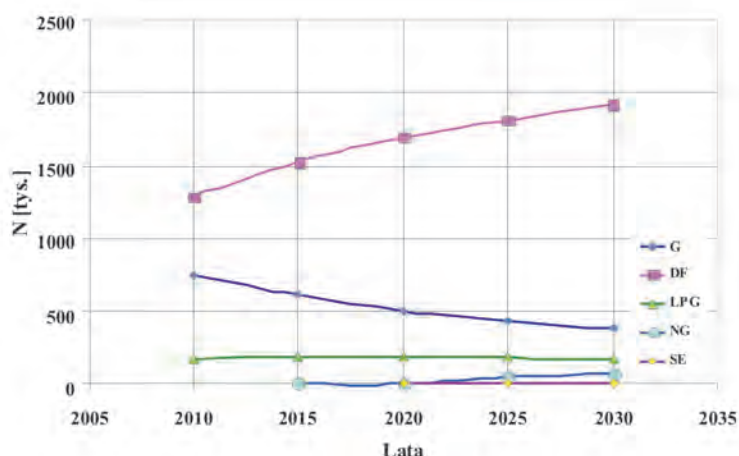


Fig. 3. Forecast of the number of trucks with a maximum mass of less than 3.5 Mg arranged by types of energy sources: G – gasoline, DF – diesel fuel, LPG – liquefied petroleum gas, NG – natural gas, SE – electricity

Rys. 3. Prognoza liczb samochodów ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg wg rodzajów nośników energii: G – benzyna silnikowa, DF – olej napędowy, LPG – skroplony gaz ropopochodny, NG – gaz ziemny, SE – energia elektryczna

able to the expected further decline in demand for transport (especially for extra-urban transport), especially between the second and third decade of the century.

The forecast for the 2030 number of buses with a maximum mass exceeding 5 Mg in Poland should be about 74.2 thousand. Number of buses with a maximum mass of less than 5 Mg should be about 8.2 thousand.

Projecting the number of buses with a maximum mass of less than 5 Mg arranged by type of fuel, it was assumed (as in the case of trucks forecast) that in 2030 about 75 % buses of this group will be equipped with engines powered by diesel fuel, 15 % – gasoline, 7 % – LPG and 3 % natural gas. According to the assumptions, in 2030 about 6.2 thousand buses with a maximum mass of less than 5 Mg should run on the diesel fuel.

While projecting the number of special vehicles in Poland until the 2030, a simplified assumption was adopted, that during the forecast period, share of special vehicles in the total number of trucks will constitute about 4.5 %. This assumption is based on the analysis of the formation of this share in the years 2000, 2005 and 2010. Number of special vehicles in 2030 should amount to about 150 thousand, including about 110 thousand with a maximum mass of more than 3.5 Mg.

3. Estimation of the average annual mileages of statistical vehicles registered in Poland by the 2030

Up till 2010, the estimates of the average annual mileages of the car fleet registered in Poland, arranged by type, specified categories and fuel types were performed at the Motor Transport Institute in the course of the registering pollutants emissions from road transport means [12]. The studies conducted by ITS consisted of (generally speaking) accounting for consumption of liquefied fuels and LPG gas in the transport and other sectors of the economy.

The average annual mileages of the statistical cars in the selected years of the forecast were calculated taking into account current forecasts and analyzes concerning:

- volume of transport work [2],
- total number of vehicles [3, 7],
- average values of technical and operational indicators characterizing the operation of road transport (e.g. number of persons in the car, fleet utilization indicator, etc).

The average annual vehicles mileages arranged by the type of energy sources in the forecast years was estimated by experts, using current awareness and trends in this respect [12] and with the assumptions concerning formation of technical and operational indicators for the fleet performance in the forecast period.

The relatively high growth rate of the number of passenger cars in Poland in 2001–2010 (over 160 %) did not unequivocally affect the increase or decrease of the average annual mileages of passenger cars in our country. The calculations, when confronted with the projections of the Polish population mobility and transport work forecasts expected to be conducted with passenger cars [2], show that

Ponieważ statut dużych przedsiębiorstw realizujących pozamiejskie przewozy publiczne zmusza je do zapewniania również obsługi na liniach o niewielkiej frekwencji, należy przyjąć, że wobec konkurencji przede wszystkim ze strony motoryzacji indywidualnej, średnia roczna wydajność pracy przewozowej statystycznego autobusu, mimo wszystko, nie ulegnie znaczącemu wzrostowi w okresie objętym prognozą.

Spadek liczby autobusów w Polsce w perspektywie 20 lat będzie wynikać przede wszystkim z przewidywanego dalszego spadku popytu na przewozy (szczególnie na przewozy pozamiejskie) zwłaszcza na przełomie drugiej i trzeciej dekady wieku.

Prognozowana na rok 2030 liczba autobusów o masie maksymalnej większej niż 5 Mg w Polsce powinna wynieść około 74,2 tys. szt. Liczba autobusów o masie maksymalnej mniejszej niż do 5 Mg powinna wynieść około 8,2 tys. szt.

Prognozując liczby autobusów o masie maksymalnej mniejszej niż 5 Mg wg rodzajów paliw, przyjęto (podobnie jak w przypadku prognozy samochodów ciężarowych), że w 2030 r. około 75 % autobusów tej grupy wyposażonych będzie w silniki zasilane olejem napędowym, 15 % – benzyną, 7 % – gazem LPG i 3 % gazem ziemnym. W myśl przyjętych założeń, w 2030 r. około 6,2 tys. autobusów o masie maksymalnej mniejszej niż 5 Mg powinno być zasilanych olejem napędowym.

Prognozując liczebność samochodów specjalnych w Polsce do 2030 r. przyjęto uproszczone założenie, że w latach prognozy udział samochodów specjalnych w ogólnej liczbie samochodów ciężarowych stanowił będzie około 4,5 %. Założenie to wynika z analizy kształtowania się tego udziału w latach 2000, 2005 i 2010. Liczba samochodów specjalnych w 2030 r. powinna wynieść około 150 tys. szt., w tym około 110 tys. szt. o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg.

3. Oszacowanie średnich rocznych przebiegów statystycznych pojazdów zarejestrowanych w Polsce do 2030 r.

Do 2010 r. oszacowania średnich rocznych przebiegów parku samochodowego zarejestrowanego w Polsce wg rodzajów, wyspecyfikowanych kategorii i wg rodzajów paliw były wykonywane w Instytucie Transportu Samochodowego przy okazji prac inwentaryzacyjnych emisji zanieczyszczeń ze środków transportu samochodowego [12]. Badania ITS polegały (ogólnie mówiąc) na bilansowaniu zużycia paliw ciekłych oraz paliwa gazowego LPG w transporcie i w innych działach gospodarki.

Średnie roczne przebiegi statystycznych samochodów w wybranych latach prognozy obliczono uwzględniając aktualne prognozy i analizy dotyczące:

- wielkości pracy przewozowej [2],
- ogólnych liczb samochodów [3, 7],
- średnich wartości wskaźników techniczno-eksploatacyjnych charakteryzujących pracę transportu samochodowego (np. liczba osób w samochodzie, wskaźnik wykorzystania taboru itp).

Średnie roczne przebiegi pojazdów wg rodzajów nośników energii dla lat prognozy oszacowano ekspercko,

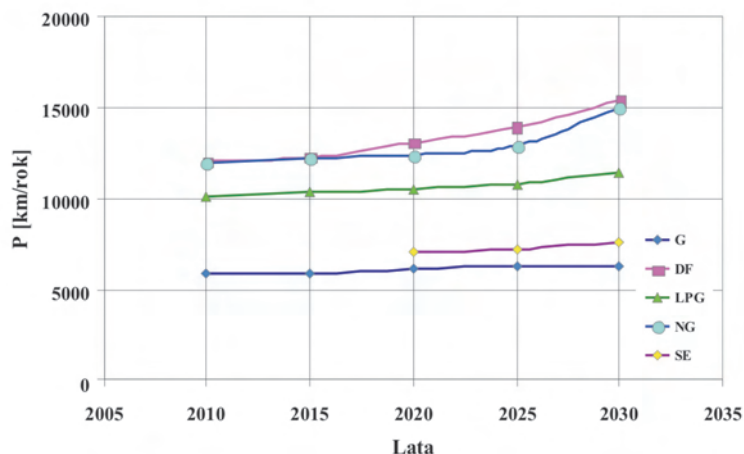


Fig. 4. Forecast of the average annual car mileages by types of energy sources: G – gasoline, DF – diesel fuel, LPG – liquefied petroleum gas, NG – natural gas, SE – electricity
 Rys. 4. Prognoza średnich rocznych przebiegów samochodów osobowych wg rodzajów nośników energii: G – benzyna silnikowa, DF – olej napędowy, LPG – skroplony gaz ropopochodny, NG – gaz ziemny, SE – energia elektryczna

the average annual car mileages of statistical cars in Poland will increase (Fig. 4).

In the period up to 2030 among passenger cars registered in Poland, the largest average annual mileages should reach cars with engines fuelled by diesel and natural gas. It is expected that users of cars with petrol engines will not be heavily exploiting their cars, as do it, and probably will still be doing it, the owners of cars with diesel engines and engines on gaseous fuels.

In the case of electric vehicles they are expected to be operating in the areas of agglomerations, hence their small daily and annual mileages.

It is estimated that the average mass of less than 3.5 Mg in 2030 will be about 15,800 km (Fig. 5).

According to the projections, amongst trucks with a maximum mass of less than 3.5 Mg, by the 2030 the highest average mileages per year will be reached by cars with engines powered with diesel and gaseous fuels.

The average annual mileage of a statistical truck with a maximum mass of more than 3.5 Mg by the year 2030 will be approximately 31,900 km (Fig. 6).

The average annual mileages of a statistical bus with a maximum mass exceeding 5 Mg estimated, for the years 2000–2010, were characterized by a lack of stability, but certain declining trend can be noticed [12]. The predicted, average annual mileage of a statistical bus with a maximum mass exceeding 5 Mg in 2030, with the adopted assumptions, will be about 32,000 km/year (Fig. 7).

Special-purpose vehicles with a maximum mass of more than 3.5 Mg are not used to transport goods or people, so their function of

wykorzystując m.in. dotychczasowe rozpoznanie i występujące tendencje w przedmiotowym zakresie [12] oraz przyjmując założenia dotyczące kształtowania się wskaźników techniczno–eksploatacyjnych pracy taboru w latach prognozy.

Stosunkowo duża dynamika wzrostu liczby samochodów osobowych w Polsce w latach 2001–2010 (przeszło 160%) nie wpłynęła jednoznacznie na wzrost lub spadek średnich rocznych przebiegów samochodów osobowych w naszym kraju. Wykonane obliczenia, wobec prognoz mobilności mieszkańców Polski i prognoz pracy przewozowej przewidywanej do wykonania samochodami osobowymi [2], wskazują, że średnie roczne przebiegi statystycznych samochodów w Polsce będą wzrastały (rys. 4).

W okresie do 2030 r. wśród samochodów osobowych zarejestrowanych w Polsce największe średnie roczne przebiegi powinny osiągać samochody z silnikami zasilanymi olejem napędowym oraz samochody na gaz ziemny. Przewiduje się, że użytkownicy samochodów z silnikami benzynowymi w większości nie będą intensywnie eksploatowali swoich samochodów, jak czynią to i prawdopodobnie będą czynili właściciele samochodów z silnikami na olej napędowy i z silnikami na paliwa gazowe.

W przypadku samochodów elektrycznych przewiduje się ich eksploatację na obszarach aglomeracji, a przez to ich niewielkie przebiegi dobowe i roczne.

Szacuje się, że średni roczny przebieg statystycznego samochodu ciężarowego o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg w 2030 r. wyniesie około 15800 km (rys. 5).

Wg przewidywań, wśród samochodów ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg, do 2030 r. naj-

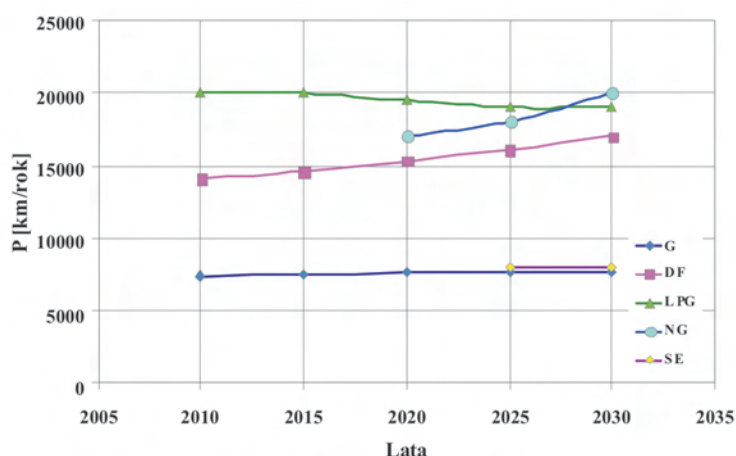


Fig. 5. Forecast of the average annual truck mileages with a maximum mass of less than 3.5 Mg arranged by types of energy: G – gasoline, DF – diesel fuel, LPG – liquefied petroleum gas, NG – natural gas, SE – electricity

Rys. 5. Prognoza średnich rocznych przebiegów samochodów ciężarowych o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg wg rodzajów nośników energii: G – benzyna silnikowa, DF – olej napędowy, LPG – skroplony gaz ropopochodny, NG – gaz ziemny, SE – energia elektryczna

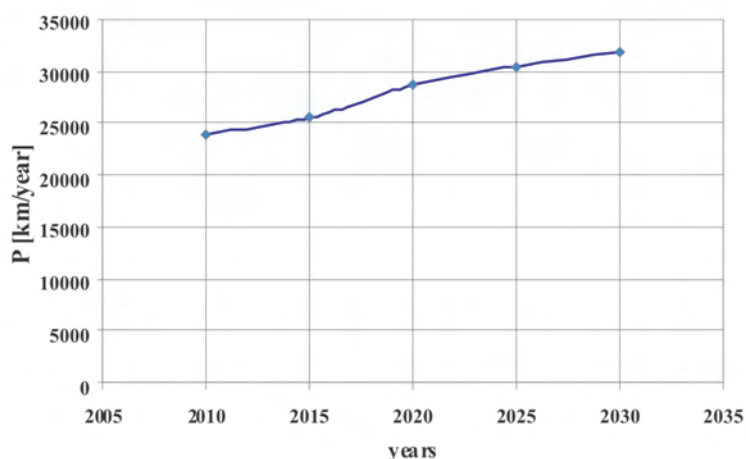


Fig. 6. Forecast of the average annual mileages of trucks with a maximum mass of more than 3.5 Mg

Rys. 6. Prognoza średnich rocznych przebiegów samochodów ciężarowych o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg

driving on the roads is not the prime scope of the use of these vehicles. Special cars trips (and therefore fuel consumed for this purpose) are only part of their job. The issues of the specifics of fuel consumption by this car fleet along the road trips and fuel consumption issues while operating at a standstill are currently the subject of discussion among experts at the European Commission dealing with car-transport activity monitoring.

In the case of special vehicles with a maximum mass of more than 3.5 Mg in Poland there is no statistical data on their average annual mileages and no special research has been carried out in this field. Therefore, in these estimates were used expert estimates, assuming that these vehicles are driving locally, hence the average annual mileage of such statistical vehicle is at the level of (10–15) % of the average annual mileage of a statistical truck with a maxi-

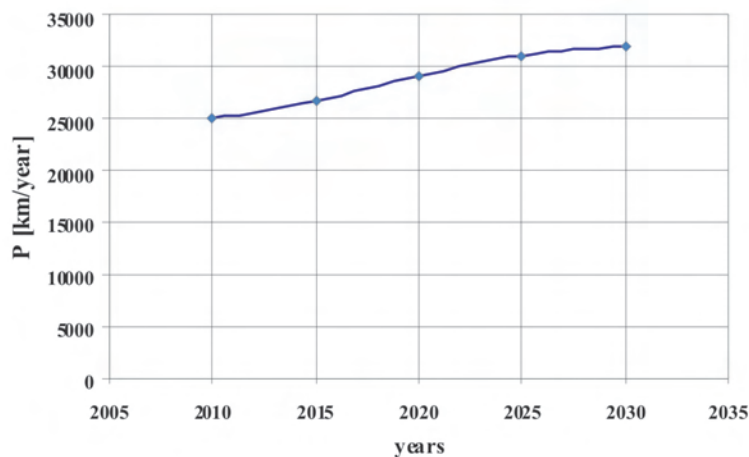


Fig. 7. Forecast of the average annual bus mileages with a maximum mass exceeding 5 Mg

Rys. 7. Prognoza średnich rocznych przebiegów autobusów o masie maksymalnej większej niż 5 Mg

większe średnie przebiegi w roku będą osiągały samochody z silnikami zasilanymi olejem napędowym i paliwami gazowymi.

Średni roczny przebieg statystycznego pojazdu ciężarowego masie całkowitej większej niż 3,5 Mg w perspektywie 2030 r. dla roku 2030 wyniesie około 31900 km (rys. 6).

Oszacowane dla lat 2000–2010 średnie roczne przebiegi statystycznego autobusu o masie maksymalnej większej niż 5 Mg charakteryzowały się brakiem stabilności, jednak można zauważyć pewną tendencję ich spadku [12]. Prognozowany, przy przyjętych założeniach średni roczny przebieg statystycznego autobusu o masie maksymalnej większej niż 5 Mg w 2030 r. wyniesie około 32000 km/rok (rys. 7).

Samochody specjalne o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg nie służą do przewozu ładunków ani osób, stąd ich funkcją przemieszczania się po drogach nie stanowi zasadniczego zakresu wykorzystania tych pojazdów. Przejazdy samochodów specjalnych (i w związku z tym zużywane do tego celu paliwo) stanowi zaledwie część ich pracy. Kwestie specyfikacji zużycia paliw przez ten park samochodowy w zakresie przejazdów po drogach i kwestie zużycia paliw w czasie pracy na postoju, są aktualnie przedmiotem rozważań wśród specjalistów na szczeblu KE zajmujących się problematyką monitorowania aktywności transportu samochodowego.

W przypadku samochodów specjalnych o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg brak jest w Polsce danych statystycznych na temat ich średnich rocznych przebiegów i nie prowadzono w tym zakresie specjalnych badań. Dlatego w przedmiotowych szacunkach posłużono się szacunkami eksperckimi, wychodząc z założenia, że pojazdy te przemieszczają się lokalnie, stąd średni roczny przebieg przedmiotowego statystycznego pojazdu kształtuje się na poziomie (10–15) % średniego rocznego przebiegu statystycznego samochodu ciężarowego o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg w 2010 r. i brak jest przesłanek, aby te średnie przebiegi ulegały zmianom w okresie prognozy.

4. Prognoza średniego eksploatacyjnego zużycia nośników energii

W zakresie szacowania średniego eksploatacyjnego zużycia benzyny i oleju napędowego (na 100 km przebiegu pojazdów) w Polsce, bazowano na oprogramowaniu INFRAS AG [8] oraz modelu opóźnienia rozwoju motoryzacji w Polsce w stosunku do stanu w Europie Zachodniej, ekstrapolowanym do 2030 r. [5]. Proporcje zmian średniego eksploatacyjnego zużycia paliw wynikające z modelu INFRAS AG w latach 2010–2020 wykorzystano do

imum mass of more than 3.5 Mg in 2010 and there is no evidence that these average courses would change in the forecast period.

4. Forecast of the average operational energy sources consumption

In terms of estimating average operational consumption of petrol and diesel (per 100 km of vehicles mileages) in Poland, it was based on INFRAS AG [8] software and the model of delay of the automotive industry development in Poland in relation to the state in Western Europe, extrapolated to 2030 [5]. The proportions of the average changes of operational fuel consumption resulting from INFRAS AG model in the years 2010–2020 were used to estimate the corresponding values for the years 2025, 2030, accepting as a starting figures the average operational fuel consumption (petrol, diesel fuel) in Poland in 2010, which is volumes were estimated at ITS [12].

The average operational LPG consumption by passenger cars was assumed by experts on the condition that the average operational consumption of LPG will be approximately 25 % higher than the average projected operational petrol consumption. This ratio is due to the fact that most cars with a large volume engines (and thus a relatively high average operational consumption of petrol) are and will be adjusted in future years to run on gaseous fuels, including LPG.

In the case of the average operational consumption of natural gas, the following converting coefficient was adopted in relation to the petrol consumption: 1.1 Nm³ CNG is an equivalent 1.0 dm³ of gasoline.

5. Forecast of energy sources consumption by the Polish fleet of cars for the 2030

The projection assumptions adopted and the calculations made on their basis indicate that the consumption of gasoline by passenger cars will continue to increase by 2025 reaching a level of about 3,700 Gg, only to be reduced in the 2030 to about 3,570 Gg (Fig. 8).

Similarly, the consumption of diesel oil by passenger cars is expected to increase to about 4,350 Gg, and then a slight decline to about 4,320 Gg in 2030. In the case of consumption of LPG by passenger cars one ought to expect an increase in consumption to about 1,800 Gg in the years 2025 and 2030. Natural gas consumption by passenger cars in 2030 should amount to about 400 Gg, and electrical power consumption of about 39,000 kW·h.

Gasoline consumption by cars with a maximum mass of less than 3.5 Mg (other than passenger cars) will drop, reaching about 183 Gg in 2030 (Fig. 9).

Consumption of diesel fuel by the said group of vehicles will grow to about 1,910 Gg in 2025, and in 2030 will be about 1,890 Gg. LPG consumption will drop, and by 2030 will be about 190 Gg. It is expected that the con-

oszacowania odpowiednich wartości dla lat 2025, 2030, przyjmując za wielkości wyjściowe średnie eksploatacyjne zużycie paliw (benzyny, oleju napędowego) w Polsce w 2010 r., które to wielkości zostały oszacowane w ITS dla roku 2010 [12].

Średnie eksploatacyjne zużycie paliwa LPG przez samochody osobowe przyjęto ekspercko przy założeniu, że średnie eksploatacyjne zużycie LPG będzie o około 25 % większe niż prognozowane średnie eksploatacyjne zużycie benzyny. Proporcja ta wynika z faktów, że przeważnie samochody z silnikami o dużej objętości skokowej (a zatem o stosunkowo dużym średnim eksploatacyjnym zużyciu benzyny) są i będą w przyszłych latach dostosowywane do zasilania paliwami gazowymi, w tym LPG.

W przypadku średniego eksploatacyjnego zużycia gazu ziemnego przyjęto następujący przelicznik w stosunku do zużycia benzyny: 1,1 Nm³ CNG odpowiada 1,0 dm³ benzyny.

5. Prognoza zużycia nośników energii przez polski park samochodowy w perspektywie 2030 r.

Przyjęte założenia prognostyczne i wykonane na ich podstawie obliczenia wskazują, że zużycie benzyn przez samochody osobowe będzie się zwiększało do 2025 r. osiągając poziom około 3700 Gg, aby w 2030 r. ulec zmniejszeniu do około 3570 Gg (rys. 8).

Podobnie przewiduje się wzrost zużycia oleju napędowego przez samochody osobowe do około 4350 Gg, a następnie niewielki spadek do około 4320 Gg w 2030 r. W przypadku zużycia skroplonego gazu ropopochodnego przez samochody osobowe należy spodziewać się wzrostu zużycia do około 1800 Gg w latach 2025 i 2030. Zużycie gazu ziemnego przez samochody osobowe w 2030 r. powinno wynieść około 400 Gg, a zużycie energii elektrycznej około 39000 kW·h.

Zużycie benzyn przez samochody o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg (inne niż samochody osobowe) będzie spadało, osiągając poziom około 183 Gg w 2030 r. (rys. 9).

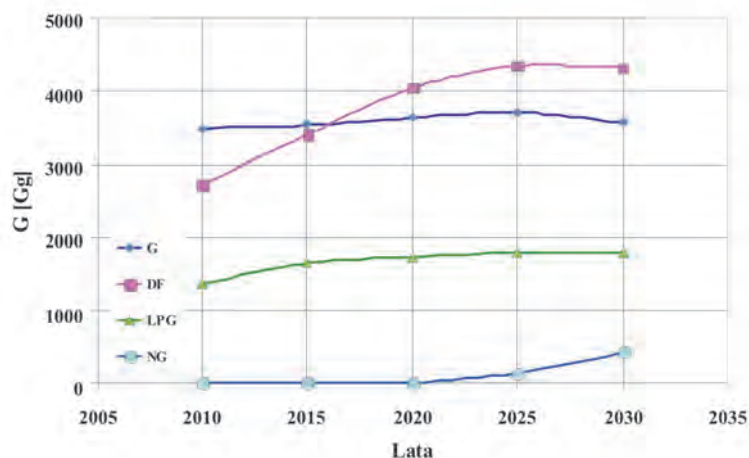


Fig. 8. Consumption projection of gasoline – G, diesel fuel – DF, LPG and natural gas – NG by passenger cars

Rys. 8. Prognoza zużycia benzyny – G, oleju napędowego – DF, LPG i gazu ziemnego – NG przez samochody osobowe

sumption of natural gas in the form of CNG or LNG in 2030 will reach about 87.4 Gg and electricity consumption will reach 6,540 kW·h.

The projection assumptions adopted and the calculations made on their basis indicate that the consumption of diesel fuel by cars with a maximum mass of more than 3.5 Mg will increase reaching a level of about 6,504 Gg in 2030 (Fig. 10).

Projected gasoline demand by the Polish car fleet in 2030 will be about 3,760 Gg and will be comparable to the consumption of gasoline in 2010 (Fig. 11).

The estimated diesel fuel demand will be about 12,710 Gg and will be about 44% higher than the consumption in 2010.

Projected demand for LPG by the fleet of cars will be about 2,000 Gg (an increase of approximately 24 % compared to 2010).

The demand of natural gas to power the car engines in 2030 is estimated at about 480 Gg, and

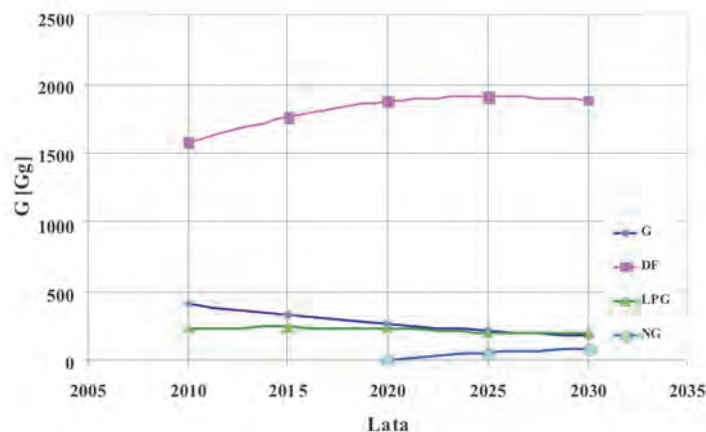


Fig. 9. Consumption forecast of gasoline – G, diesel fuel – DF, LPG and natural gas – NG for vehicles with a maximum mass of less than 3.5 Mg other than passenger cars

Rys. 9. Prognoza zużycia benzyny – G, oleju napędowego – DF, LPG i gazu ziemnego – NG przez samochody o masie maksymalnej mniejszej niż 3,5 Mg inne niż samochody osobowe

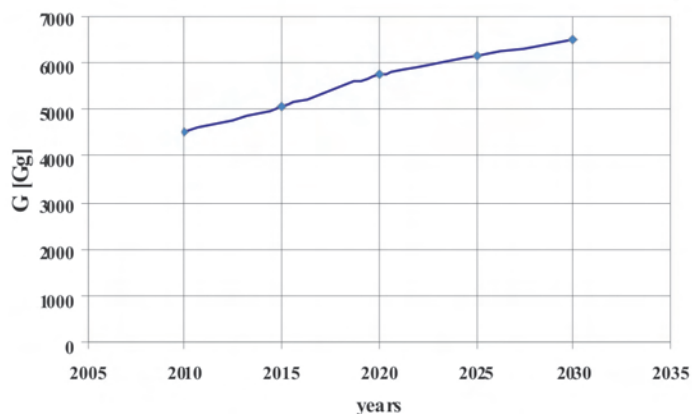


Fig. 10. Consumption forecast of diesel fuel by cars with a maximum mass of more than 3.5 Mg

Rys. 10. Prognoza zużycia oleju napędowego przez samochody o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg

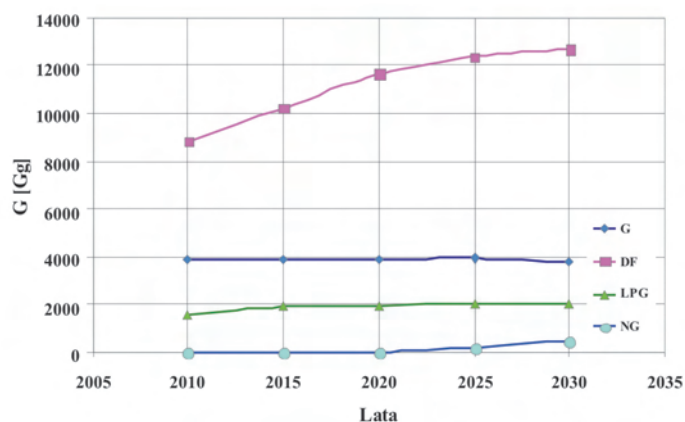


Fig. 11. Forecast of energy sources consumption: G – gasoline, DF – diesel fuel, LPG – liquefied petroleum gas, NG – natural gas

Rys. 11. Prognoza zużycia nośników energii: G – benzyna silnikowa, DF – olej napędowy, LPG – skroplony gaz ropopochodny, NG – gaz ziemny

Zużycie oleju napędowego przez przedmiotową grupę pojazdów będzie wzrastało do około 1910 Gg w 2025r., a w 2030 r. wyniesie około 1890 Gg. Zużycie gazu LPG będzie spadało i w 2030 r. wyniesie około 190 Gg. Przewiduje się, że zużycie gazu ziemnego w postaci CNG lub LNG osiągnie w 2030 r. około 87,4 Gg, a zużycie energii elektrycznej wyniesie 6540 kW·h.

Przyjęte założenia prognostyczne i wykonane na ich podstawie obliczenia wskazują, że zużycie oleju napędowego przez samochody o masie maksymalnej większej niż 3,5 Mg będzie rosło osiągając poziom około 6504 Gg w 2030 r. (rys. 10).

Przewidywane zapotrzebowanie benzyny przez polski park samochodowy w 2030 r. wyniesie około 3760 Gg i będzie porównywalne ze zużyciem benzyny w 2010 r. (rys. 11).

Szacowane zapotrzebowanie oleju napędowego wyniesie około 12710 Gg i będzie o 44% większe od zużycia w 2010 r.

Prognozowane zapotrzebowanie skroplonego gazu ropopochodnego przez park samochodowy wyniesie około 2000 Gg (wzrost o około 24 % w porównaniu z 2010 r.).

Zapotrzebowanie gazu ziemnego do zasilania silników samochodowych w 2030 r. szacuje się na około 480 Gg, a zapotrzebowanie energii elektrycznej do ładowania akumulatorów samochodów elektrycznych wyniesie w 2030 r. około 45 MW·h.

6. Zakończenie

Cechą przewidywań prognostycznych jest to, że bazują jedynie na prawdopodobnym scenariuszu zdarzeń warunkujących rozwój danego zjawiska. Stąd, wobec zmieniających się z czasem różnorodnych czynników determinujących przedmiot prognozy, celowa jest jej okresowa aktualizacja.

the demand of electricity for charging electric cars in 2030 will be approximately 45 MW·h.

6. Conclusion

Prognostic prediction feature is that it is based only upon the likely scenario of events influencing the development of a given phenomenon. Hence, with various factors determining the subject of predictions, changing with the time the, the appropriate is a periodical update. A good example is the demand forecasts for transport, commissioned by MTBiGM at the University of Gdansk [2], whose several versions were developed in the recent years.

This is why such demand forecast for energy sources by the Polish car fleet should be updated in the coming years. Document for the revision of the forecasts of demand for energy sources is a draft regulation, being prepared by the Council of Ministers, on the scope of information that should be included in the projections of the activity changes for the individual sectors of the economy [9]. Regulation being represents implementation of the authorization contained in Article. Paragraph 9. 3 of the Act of 17 July 2009 on the management system of greenhouse gases emissions and other substances. These documents testify of the need to develop next versions of the expected demand for energy sources every 5 years.

Dobrym przykładem są prognozy popytu na przewozy, wykonywane na zapotrzebowanie MTBiGM na Uniwersytecie Gdańskim [2], których w ostatnich latach opracowano kilka wersji.

Dlatego m.in. prognoza popytu na nośniki energii przez polski park samochodowy powinna być w kolejnych latach aktualizowana. Dokumentem służącym sprawie aktualizacji prognoz popytu na nośniki energii jest przygotowywany przez Radę Ministrów projekt rozporządzenia w sprawie zakresu informacji, jakie powinny być zawarte w prognozach zmian aktywności dla poszczególnych sektorów gospodarki [9]. Przygotowywane rozporządzenie stanowi wykonanie upoważnienia zawartego w art. 9 ust. 3 ustawy z dnia 17 lipca 2009 r. o systemie zarządzania emisjami gazów cieplarnianych i innych substancji. Dokumenty te stanowią o potrzebie opracowywania kolejnych wersji prognoz popytu na nośniki energii co 5 lat.

Bibliography/Literatura

- [1] Becker T.A., Sidhu I., Tenderich B.: Electric vehicles in the United States. A New model with forecasts to 2030. Center for Entrepreneurship & Technology (CET). Technical Brief Number 2009.1.v.2.0. Revision Date: August 24, 2009.
- [2] Burnewicz J.: Prognozy popytu na transport w Polsce do roku 2020 i 2030 (rok bazowy 2010). Załącznik nr 2 do „Strategii rozwoju transportu”. Ministerstwo Infrastruktury. 2012.
- [3] Burnewicz J.: Strategia rozwoju transportu Polski do 2020 roku (z perspektywą do 2030 roku). Europejski Kongres Finansowy. Sopot 2012.
- [4] Balke I., Balke M.: Badanie struktury ilościowej parku samochodowego w Polsce z uwzględnieniem marek i wieku wybranych rodzajów pojazdów według stanu na koniec 2009 roku. Praca ITS nr 6002/ZBE. Warszawa 2011.
- [5] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe. Seria „Mechanika” z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- [6] Chłopek Z.: Research on energy consumption by an electrically driven automotive vehicle in simulated urban conditions. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2013; 15 (1). 75–82.
- [7] GUS: Transport – wyniki działalności w 2011 r.
- [8] INFRAS AG: Handbuch für Emissionsfaktoren des Strassenverkehrs. Version 3.1. Bern 2010.
- [9] Projekt rozporządzenia Rady Ministrów w sprawie zakresu informacji, jakie powinny być zawarte w prognozach zmian aktywności dla poszczególnych sektorów gospodarki z dnia 23 grudnia 2011 r.
- [10] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 24 października 2005 r. w sprawie homologacji typu pojazdów samochodowych i przyczep.
- [11] Waśkiewicz J., Chłopek Z., Pawlak P.: Ekspertyza prognoza popytu na nośniki energii przez park samochodowy w Polsce w perspektywie 2030 r. Praca ITS nr 6243/ZBE. 2011.
- [12] Waśkiewicz J., Radzimirski ST., Taubert S.: Opracowanie metodologii prognozowania zmian aktywności sektora transportu drogowego (w kontekście ustawy o systemie zarządzania emisjami gazów cieplarnianych i innych substancji). Praca ITS nr 7101/ZBE wykonana dla MTBiGM. 2011.

Prof. Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Professor, Motor Transport Institute, Warsaw.

Prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie.

e-mail: moriarty@o2.pl



Jerzy Waśkiewicz, DEng. – Head of Economic Research Department in Motor Transport Institute in Warsaw.

Dr inż. Jerzy Waśkiewicz – kierownik Zakładu Badań Ekonomicznych w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.

e-mail: jerzy.waskiewicz@its.waw.pl



Investigations of a D10 laboratory Farymann Diesel engine by means of a Langmuir probe

A precise determination of the crankshaft angular position, at which the self fuel ignition occurs in a diesel engine, enables a credible diagnosis of the technical condition of the engine working space as well as the fuel feed system. An observation of the Langmuir probe signal provides entirely new possibilities for engine diagnostics. The probe is introduced into the working space of a cylinder through its indicator valve.

This paper presents preliminary results of diagnostic tests performed on a D10 type Farymann Diesel engine. The main aim of the investigations was to confirm the diesel engine control susceptibility to the applied, original measuring method that enables a precise determination of the crank-shaft angle, under which the fuel self-ignition occurs. In order to verify the diagnostic results, simultaneous measurements have been conducted of the cylinder pressure as well as vibrations (measured on the cylinder head cover or its mounting bolts) generated by the engine fuel injection system and the valve timing system.

A satisfactory qualitative and quantitative agreement of the recorded control parameters has been obtained using a simplified comparative analysis. The results showed that further upgrade of the diagnostic method as well as the computer software is necessary in order to synchronize all the monitored variables and enable a comparative analysis in relation to the angular crankshaft position.

Key words: technical diagnostics, diesel engine, investigations of working processes, Langmuir probe

Badania diagnostyczne silnika laboratoryjnego Farymann Diesel D10 z zastosowaniem sondy Langmuira

Precyzyjne wyznaczenie położenia kąтового wału korbowego, przy którym następuje samozapłon paliwa silnika o ZS to podstawowy warunek sformułowania wiarygodnej diagnozy o stanie technicznym jego przestrzeni roboczych oraz układu zasilania paliwem. Całkowicie nowe możliwości w tym względzie wnosi obserwacja sygnału sondy Langmuira, którą wprowadza się do przestrzeni roboczej cylindra przez zawór indykatorowy. W niniejszym artykule zaprezentowano wstępne wyniki badań diagnostycznych silnika laboratoryjnego Farymann Diesel D10 z zastosowaniem tej metody. Podstawowym celem badań było potwierdzenie podatności kontrolnej silnika o ZS na zastosowanie całkowicie oryginalnej metody pomiarowej, która umożliwia precyzyjne wyznaczenie kąta samozapłonu paliwa. Dla weryfikacji informacyjności diagnostycznej uzyskanych wyników pomiarowych przeprowadzono jednoczesne pomiary ciśnienia cylindrowego oraz drgań generowanych z układu wtryskowego i rozrządu zaworowego silnika (mierzonych na pokrywie głowicy lub jej śrubach ściągowych). W wyniku uproszczonej analizy porównawczej uzyskano zadowalającą zgodność jakościową i ilościową zarejestrowanych przebiegów obserwowanych parametrów kontrolnych. Uzyskane doświadczenia badawcze wskazują na konieczność dalszej modernizacji metody pomiarowej oraz oprogramowania komputerowego, tak aby możliwe było precyzyjne zsynchronizowanie rejestracji wszystkich wielkości pomiarowych, umożliwiające dokonanie analizy porównawczej ich przebiegów względem położenia kąтового wału korbowego.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, tłokowy silnik spalinowy o ZS, badanie procesu roboczego, sonda Langmuira

1. Introduction

The investigations of the ionization processes in hydrocarbon/air flames already have a long history [1–19]. The value of the studies on the combustion plasma is related to a possible application of ion probes in the control of the combustion [16] with the benefit of reducing the significant environmental effects caused by the exhaust emissions [13–15]. Recent studies have demonstrated some prospective applications of ion (Langmuir) probes in the measurement of the flame characteristics [16–18]. In particular, the local equivalence fuel/air ratio at the early stage of flame kernel development has been derived from the ion probe measure-

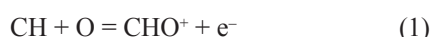
1. Wprowadzenie

Badania procesów jonizacji w płomieniach węglowodorowych posiadają już długą historię [1–19]. Zainteresowanie plazmą powstającą we froncie spalania wynika z efektów środowiskowych związanych z emisją gazów wydechowych [13–15] oraz z możliwości kontroli procesu spalania za pomocą sond Langmuira [16]. Najnowsze badania wskazują na możliwość zastosowania sond dla pomiaru charakterystyk płomienia [16–18]. W szczególności, pomiary sondą Langmuira umożliwiły określenie lokalnej wartości stosunku paliwa do powietrza w początkowym etapie rozwoju płomienia [16]. Skalibrowany sygnał sondy

ments [16]. Calibrated probe signals have also been used to measure the quenching distance during head-on flame quenching [17]. The ion probe technique combined with Schlieren diagnostics enables a measurement of the combustion velocity in a model combustion chamber [18].

One of the first attempts to commercialize ion probe diagnostics in internal-combustion engines was done by Honda R&D Co. and NGK Spark Plug Co. [12]. According to their report the studied spark-plug-voltage analysis system enables continuous control of the combustion. The application of ion probes for diagnostics of combustion in Diesel engines has recently been proposed by Estefanous [20].

The main ionization channel in hydrocarbon flames is related to its chemi-ionization process otherwise known as the Calcote mechanism:



This explains why the signal in hydrogen flames (related to thermal ionization) is negligible. A comprehensive study of ion formation during combustion of propane/air mixtures based on mass-spectrometric measurements as well as on numerical modeling of chemi-ionization processes was carried out in ref. 19. The ionization reaction (1) is followed by a series of plasma-chemical processes leading to an abundance of various negative and positive ions. It was reported that the most abundant charged species in the flame front region for stoichiometric propane/air mixture are $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}^+$, HCO_2^- ions and electrons. By increasing the distance from the flame front the ion composition changes significantly. In the burnt gas region the major charged species are H_3O^+ , NO^+ , CO_3^- , HCO_3^- ions and electrons. The concentration of $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}^+$, HCO_3^- ions and electrons grows with the increase of the equivalence ratio.

2. Langmuir probe indicates existing charge species in Diesel engine cylinder

As discussed above one can expect various charge species in a flame front also in a cylinder of a self-ignition engine (SIE). Therefore, when a Langmuir probe (LP) is introduced to the cylinder space of an SIE a current, I_{pol} , will appear in the electric circuit of the probe, under hydrocarbon flame conditions.

A Langmuir probe is a metal electrode polarized by a probe voltage U_{pol} . The engine walls usually become a second polarization electrode, hence, the LP should be isolated from the walls. The current of the probe, I_{pol} , can be analyzed using a simple recording diagram as shown in Fig. 1. An oscilloscope presents and records changes of the voltage U_{wz} that occurs at the resistor R_{wz} as a result of current I_{pol} in the circuit.

3. Connecting of the Lagmuir probe to an SI engine

Figure 2 presents design details of a Langmuir probe introduced to the cylinder space of an diesel engine. In the case of the Farryman Diesel D10 engine

był również wykorzystany dla określenia odległości gaszenia w przypadku czołowego frontu spalania [17]. Sondy Langmuira w kombinacji ze spektroskopią Schlierena umożliwia pomiar prędkości frontu spalania w modelowej komorze spalania [18].

Jedną z pierwszych prób komercjalizacji diagnostyki sond Langmuira w silnikach wewnętrzznego spalania dokonano w firmie Honda R&D Co. i NGK Spark Plug Co. [12]. Zgodnie z raportem układ analityczny wykorzystujący napięcie z sondy wykorzystującej świecę zapłonową umożliwia ciągłą kontrolę procesu spalania. Zastosowanie sond Langmuira dla diagnostyki silników Diesla zaproponowano ostatnio w pracy doktorskiej Estafanosa [20].

Głównym kanałem jonizacji w płomieniach węglowodorowych jest proces chemo-jonizacji, tak zwany mechanizm Calcote'a – wzór (1).

Fakt ten wyjaśnia dlaczego w płomieniach wodorowych (związanych z termo-jonizacją) sygnał prądowy jest zanedbywalnie mały. Szerokie badania procesów jonizacji i kinetyki jonowej w płomieniu propan/powietrze przeprowadzono z wykorzystaniem spektroskopii masowej oraz modelowania numerycznego – patrz ref. 19. Reakcja jonizacji (1) zapoczątkowuje cały szereg plazmo-chemicznych procesów prowadzących do powstania różnych jonów dodatnich i ujemnych. W pracy wykazano, że we froncie spalania propan/powietrze najliczniejszymi cząstkami naładowanymi są jony $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}^+$, HCO_2^- i elektrony. Wraz z odległością od frontu spalania coraz bardziej zmienia się skład jonowy. W regionie gazów spalinowych najczęstszymi jonami są H_3O^+ , NO^+ , CO_3^- , HCO_3^- oraz elektrony. Co więcej koncentracja jonów $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}^+$, HCO_3^- oraz elektronów rośnie ze malejącym współczynnikiem nadmiaru powietrza.

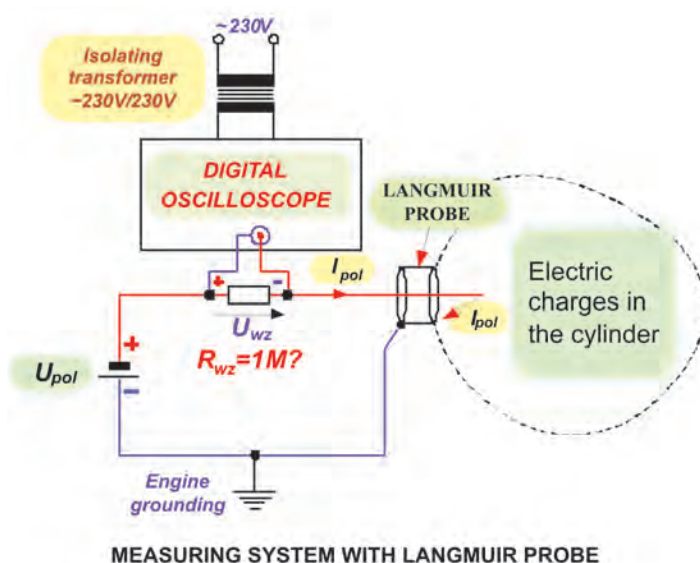


Fig. 1. The Langmuir probe circuit and the recording set-up with oscilloscope
Rys. 1. Układ pomiarowy z sondą Langmuira i rejestracją zmian prądu I_{pol} na ekranie oscyloskopu

considered here, the Langmuir probe was introduced to the cylinder space through an existing hole enabling such an introduction. The hole enables mounting of the indicator-valve that usually serves the purpose of electronic cylinder pressure measurements. A direct contact with the cylinder space where the fuel combustion take place forces considerable design constraints of the Langmuir probe including:

1. The LP should be well insulated from the engine walls. The insulation should be resistant to possible soot formation between the probe and the walls. Due to the high conductivity of soot particles, soot paths could lead to an electrical shortcut between the LP and the walls; the LP signal decay.
2. The LP should be mounted tightly in order to provide an airtight seal and protection from the high working pressures within the cylinder.
3. The high temperatures inside the cylinder present severe constraints that would need to be overcome to avoid rapid mechanical wear of the materials.

Taking into account the above mentioned constraints and conditions the decision has been made to use a modified spark plug (used in gasoline engines) as the LP. Standard spark plug design provides resistivity of its electrodes and electric circuit to high pressure and temperature conditions. Equally important is the relative low cost and easy access to a Langmuir probe of this type.

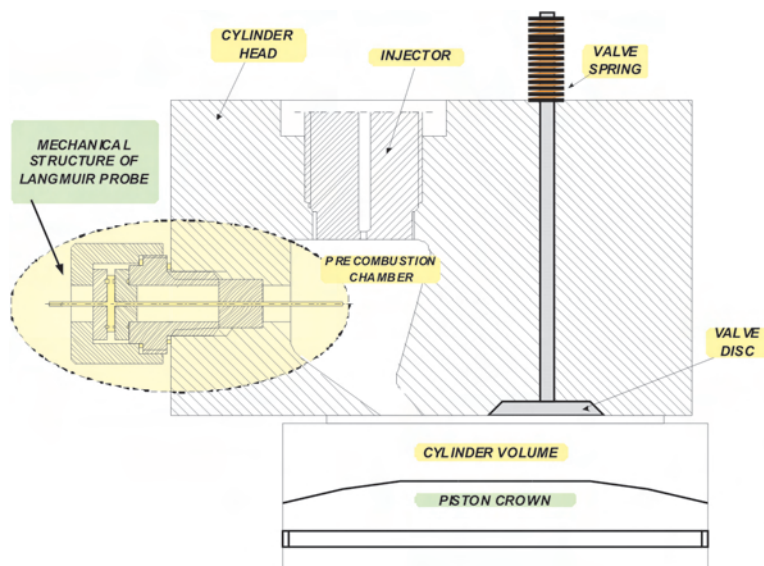


Fig. 2. A diagram of the Langmuir probe introduced to the cylinder space of a diesel engine

Rys. 2. Szkic konstrukcyjny sondy Langmuira wprowadzanej do przestrzeni cylindra silnika ZS

Figure 3 presents the design of the Langmuir probe.

Figure 4 and 5 present the way of mounting of the discussed Langmuir probe to the cylinder of the diesel engine used in this experiment. The metallic adapter in Fig. 5 enables a simultaneous measurement of the LP probe signal and the pressure by an electronic engine indicator.

2. Sonda Langmuira wykrywająca istnienie ładunków elektrycznych w cylindrze silnika ZS

Przedstawiona w poprzednim punkcie analiza wskazuje na możliwość występowania ładunków elektrycznych we froncie spalania w cylindrze silników o ZS. Jeżeli sonda Langmuira zostanie wprowadzona do przestrzeni cylindra, to w przypadku zainicjowania płomienia węglowodorowego, w obwodzie elektrycznym sondy pojawi się prąd I_{pol} . Sondę Langmuira tworzy elektroda metalowa spolaryzowana napięciem U_{pol} . Kadłub silnika stanowi zazwyczaj drugą elektrodę, dlatego sonda winna być izolowana względem tego kadłuba. Prosty układ pomiarowy przedstawiony na rys. 1 umożliwia obserwację zmian prądu I_{pol} . Oscyloskop umożliwia obserwację i rejestrację napięcia U_{wz} pojawiającego się na oporniku R_{wz} , na skutek przepływu prądu I_{pol} .

3. Sposób montażu sondy Langmuira w strukturze silnika o ZS

Rysunek 2 przedstawia szkic konstrukcyjny sondy Langmuira wprowadzanej do przestrzeni cylindra silnika ZS. W przypadku badanego typu silnika Faryman Diesel D10 wykorzystano do tego celu istniejący otwór w głowicy, umożliwiający wprowadzenie sondy Langmuira do przestrzeni cylindra. Otwór ten służy standardowo do wkręcenia kurka indykatorowego, umożliwiającego przyłączenie elektronicznego indykatora ciśnienia w cylindrze. Bezpośredni dostęp do przestrzeni cylindra, w którym zachodzi spalanie paliwa, narzuca szczególne wymagania konstrukcyjne sondy Langmuira:

Sonda Langmuira musi być odizolowana od kadłuba silnika. Izolacja nie może być zniwelowana na skutek osadzania się cząsteczek sadzy pomiędzy elektrodą środkową i kadłubem silnika. Ze względu na bardzo dobrą przewodność elektryczną cząstek sadzy może nastąpić zwarcie elektryczne pomiędzy sondą Langmuira i kadłubem silnika i zanik sygnału,

Montaż sondy Langmuira musi zapewnić bardzo dobrą szczelność i odporność na oddziaływanie wysokich ciśnień w przestrzeni cylindrowej.

Istotnym ograniczeniem jest też wysoka temperatura występująca wewnątrz cylindra przyspieszająca mechaniczne zmęczenie materiału.

Biorąc pod uwagę powyższe, zdecydowano się na wykorzystanie odpowiednio zaadaptowanej świecy zapłonowej stosowanej w klasycznych silnikach o zapłonie iskrowym. Konstrukcja części mechanicznej świecy zapłonowej zapewnia odporność jej elektrod (i układu elektrycznego) na oddziaływanie wysokich ciśnień i temperatur. Nie do przecenienia jest niski koszt oraz rynkowa dostępność sond Langmuira tego typu. Sondę Langmuira zbudowaną zgodnie z tymi wymaganiami przedstawia rys. 3.

Rysunki 4 i 5 przedstawiają sposób montażu sondy Langmuira do ścianki cylindra silnika o ZS zastosowanego do testów pomiarowych. Rysunek 5 przedstawia metalowy

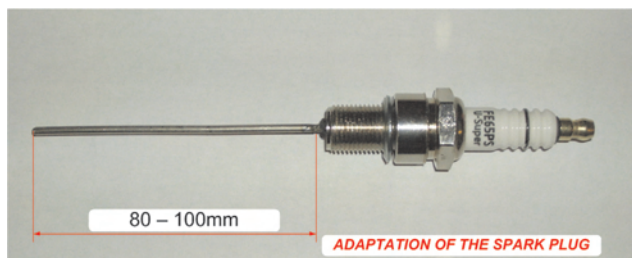


Fig. 3. The Langmuir probe based on a standard spark plug
Rys. 3. Konstrukcja sondy Langmuira z wykorzystaniem świecy zapłonowej silnika ZI



Fig. 4. Langmuir probe mounted in the cylinder of a Farryman Diesel D10 engine
Rys. 4. Sonda Langmuira umieszczona w cylindrze silnika Farryman Diesel D10



Fig. 5. Metallic adapter enabling a simultaneous measurement of the LP probe signal and the pressure by an electronic engine indicator
Rys. 5. Widok adaptera umożliwiającego wstawienie kurka indykatorowego i jednoczesny pomiar ciśnienia indykowanego

4. Results of the measurements for the set-up with Langmuir probe

Figures 6 and 7 present the registered Langmuir probe signals. Additionally, as a point of reference, the signal measuring position of the Top Dead Centre (TDC) of the engine was assumed. The analysis of the resulting figures



Fig. 6. The Langmuir probe signals (above) and the TDC pulses (below) measured for the Farryman D10 Diesel engine

Rys. 6. Sygnały sondy Langmuira (przebieg górny) i impulsy układu GMP silnika Farryman Diesel D10 (przebieg dolny)

adapter umożliwiającą jednoczesne indykowanie silnika z zastosowaniem elektronicznego miernika ciśnienia.

4. Wyniki pomiarów otrzymanych dla układu z sondą Langmuira

Rysunki 6 i 7 przedstawiają zarejestrowane sygnały sondy Langmuira. Dodatkowo wprowadzono, jako sygnał odniesienia, sygnał uzyskany z układu pomiarowego górnego martwego punktu (GMP) silnika. Analiza tych rysunków wskazuje na występowanie stromego czasowego zbocza sygnału pomiarowego, wskazującego bezpośrednio na rozpoczęcie procesu spalania paliwa w cylindrze silnika o ZS. Czas narastania sygnału oszacowano na ok. 0,1 ms. To umożliwi stosunkowo precyzyjnie określić moment samozapłonu w badanym silniku z ZS.

5. Koncepcje budowy miernika kąta samozapłonu paliwa w cylindrze silnika o ZS

Rysunek 8 przedstawia schemat układu pomiarowego kąta samozapłonu paliwa z zastosowaniem sondy Lang-

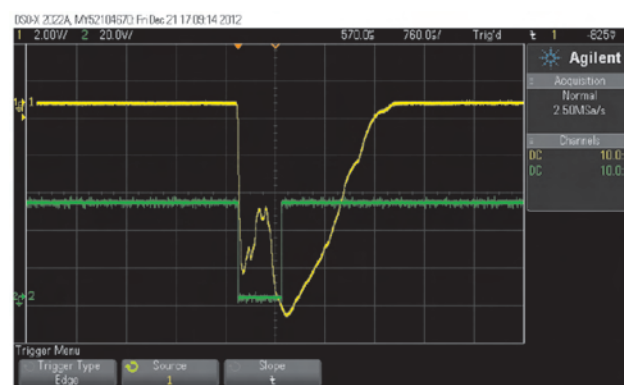


Fig. 7. The Langmuir probe signals (above) and the TDC pulses (below) measured for the Farryman D10 Diesel engine at greater time resolution

Rys. 7. Sygnały sondy Langmuira (przebieg górny) i impulsy układu GMP silnika Farryman Diesel D10 (przebieg dolny) w powiększeniu

points to the existence of a temporary-steep signal rise, which probably indicates a combustion ignition in the engine cylinder. A signal rise time of the order of 0.1 ms can be estimated. It allows a relatively precise determination of the moment of self-ignition in the engine.

5. The concept of an indicator of fuel self-ignition in a cylinder of a diesel engine

Figure 8 presents a schematic of the set-up to measure the crankshaft angular position for the fuel self-ignition applying a Langmuir probe together with a simultaneous measurement of the pressure by the electronic engine indicator and vibrations generated in the cylinder head. An important additional element in this set-up is the TDC signal generator. A schematic of the TDC signal generator is presented in Fig. 9. The TDC signal generator helps to find temporal correlation between the signals of the electronic engine indicator measuring the pressure and the detector of the vibrations generated in the cylinder head.

A very important aspect of the TDC signal generator is related to galvanic separation between the TDC signals transmitted to the electronic engine indicator, the detector of the vibrations and to one of the oscillator inputs. The set-up shown in Fig. 8 determines the TDC of the cylinder using a reference indicator on the engine flywheel. In the case under consideration an M6 screw head, fixed in the appropriate position on the engine flywheel, was used as a marker. An inductive detector identifies and determines the screw head position. However, such a system leads to a rather significant error in measuring of the crankshaft angular position for fuel self-ignition. Taking into account the relative diameter of the screw head and the diameter of the flywheel, the uncertainty of the TDC determination can reach as much as 1.5 deg of the crankshaft angle

A different concept to measure the crankshaft angular position for the fuel self-ignition in a cylinder of a diesel engine connected with simultaneous measurements of the

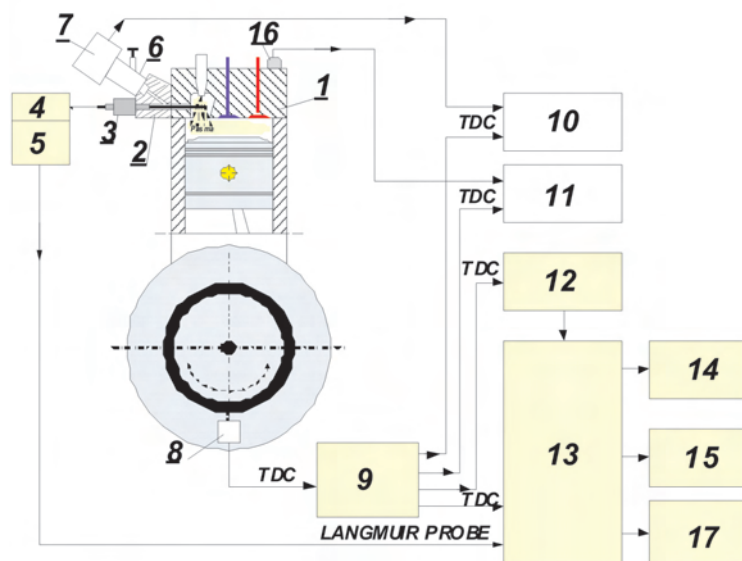


Fig. 8. A diagram of the set-up to measure the crankshaft angular position for fuel self-ignition together with a simultaneous measurement of the pressure by an electronic engine indicator and the vibrations generated in the cylinder head: 1 – cylinder head, 2 – adapter, 3 – Langmuir probe, 4 – power supply, 5 – amplifier, 6, 7 – electronic indicator, 8 – inductive sensor, 9 – TDC signal divider, 10 – pressure recorder, 11 – vibration recorder, 12 – timing of the crankshaft revolution, 13 – self-ignition angle measurement, 14 – tachometer, 15 – digital display of the self-ignition angle, 16 – accelerometer, 17 – data export

Rys. 8. Schemat układu miernika kąta samozapłonu paliwa z jednoczesnym pomiarem ciśnienia w cylindrze i rejestracją drgań

muira w połączeniu z jednoczesnym pomiarem ciśnienia indykowanego i pomiarem drgań generowanych z głowicy cylindrowej. Istotnym dodatkowym elementem zastosowanym w tym układzie pomiarowym jest dystrybutor sygnału GMP. Schemat ideowy dystrybutora sygnału GMP przedstawia rysunek 9. Dystrybutor sygnału GMP zapewnia określenie korelacji czasowej pomiędzy sygnałami rejestrowanymi w układzie elektronicznego miernika ciśnienia cylindrowego i rejestratora drgań głowicy cylindrowej.

Bardzo istotnym elementem w konstrukcji dystrybutora jest zapewnienie separacji galwanicznej pomiędzy sygnałami GMP przekazywanymi do układu miernika ciśnienia, rejestratora drgań i jednego z wejść oscyloskopu. W układzie z rysunku 8 określenie GMP dla cylindra odbywa się przez umieszczenie znacznika na kole zamachowym silnika. W przypadku badanego silnika wykorzystano łeb śruby M6 wkręconej w odpowiednie miejsce (tożsame z GMP) na kole zamachowym silnika. Czujnik indukcyjny identyfikuje i lokalizuje łeb śruby wkręconej w koło zamachowe. W takim układzie określenia kąta samozapłonu paliwa, popełnia się znaczny błąd określenia kąta samozapłonu paliwa. Biorąc pod uwagę szerokość łba śruby i średnicę koła zamachowego, niejednoznaczność określenia punktu GMP wynosi około 1,5 °OWK.

Inną koncepcję budowy miernika kąta samozapłonu paliwa w cylindrze silnika o ZS, w połączeniu z jednoczesnym pomiarem ciśnienia

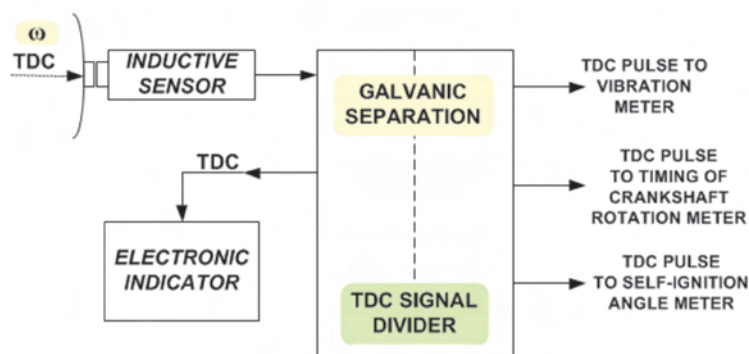


Fig. 9. Block diagram of the TDC signal divider

Rys. 9. Schemat blokowy dystrybutora sygnału GMP

pressure by an electronic engine indicator and the vibrations has been presented in Fig. 10. The important additional element applied in this case is a pulsed, rotating transducer generating 3600 pulses/crankshaft revolution (resolution 0.1 deg of the crankshaft angle). The main advantage of this solution is related to the fact that the TDC signal is generated directly by the structure of the pulsed, rotating transducer. This increases the precision of the TDC determination to 0.1 deg of the crankshaft angle. Some errors can arise from the torsional vibrations of the connections between the engine and the pulsed, rotating transducer. The TDC signal generator applied here also ensures a determination of the temporal relations between the signals recorded by the electronic engine indicator and by the vibration detector.

6. Methods of determination of the crankshaft angular position for fuel self-ignition

6.1. Determination of the LP pulse delay or advance versus the TDC pulse

Figure 11 presents the method of determination of the crankshaft angular position for fuel self-ignition by a determination of time t_i of advance or delay of the LP versus the TDC signal. Period T of a full crankshaft revolution should also be measured (see Fig. 12).

The angle of advance (in deg of the crankshaft angle – °CA) or delay of the self-ignition is calculated from the equation:

$$\alpha [^\circ \text{CSA}] = \frac{t_i}{T} \cdot 360^\circ \quad (2)$$

6.2. Measurement of the number of pulses from the pulsed, rotating transducer

Figure 13 presents the measurement of the number of pulses N_i determining the advance or delay of the LP versus the TDC signal.

In this case, the angle α [°CA] is determined by the number of pulses from the pulsed, rotating transducer; there is no need to measure period T of a full crankshaft revolution:

$$\alpha [^\circ \text{CSA}] = \frac{N_i}{3600} \cdot 360^\circ = \frac{N_i}{10} \quad (3)$$

7. Final remarks and conclusions

The application of a Langmuir probe enables an accurate estimation of the moment of fuel self-ignition in the cylinder of a diesel engine and provides a new diagnostic tool for a reliable diagnosis of an engine technical condition. A precise determination of the crankshaft angle at which the fuel self-ignition occurs is a fundamental condition for a formulation credible diagnosis of the technical condition of the engine working space and its fuel feed system.

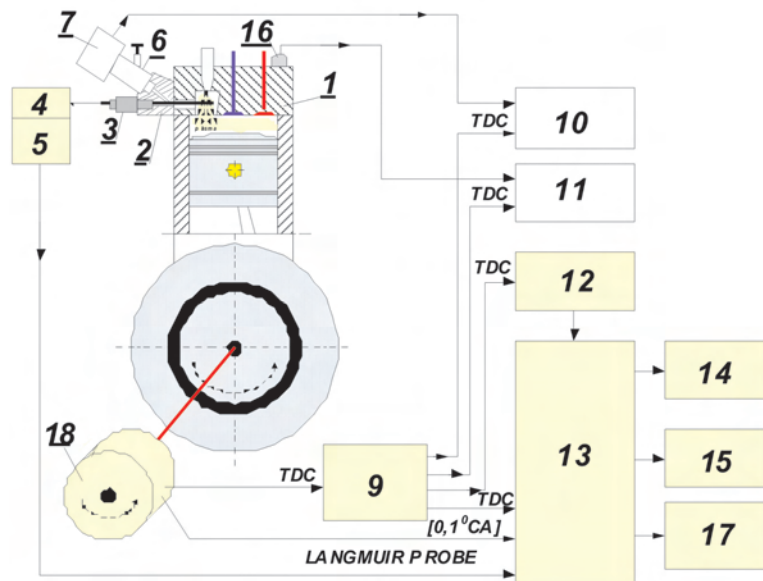


Fig. 10. A diagram of the set-up to measure the crankshaft angular position using a pulsed, rotating transducer for the fuel self-ignition together with a simultaneous measurement of the pressure by an electronic engine indicator as well as vibrations generated in the cylinder head; 18 – rotating transducer

Rys. 10. Schemat układu miernika kąta samozapłonu paliwa (z użyciem przetwornika impulsowo-obrotowego) z jednoczesnym pomiarem ciśnienia w cylindrze i rejestracją drgań

indykowanego i pomiarem drgań przedstawia rys. 10. Istotnym dodatkowym elementem zastosowanym w tym układzie pomiarowym jest przetwornik impulsowo-obrotowy generujący 3600 impulsów/1 obrót wału korbowego (rozdzielczość 0,1 °OWK). Istotą tego rozwiązania jest generowanie impulsu GMP bezpośrednio przez strukturę przetwornika impulsowo-obrotowego. W ten sposób można zmniejszyć niedokładność określenia GMP silnika do 0,1 °OWK. Pewne błędy pomiarowe mogą wносить drgania skrętne połączenia pomiędzy silnikiem a przetwornikiem impulsowo-obrotowym. Zastosowany także w tym rozwiązaniu dystrybutor sygnału GMP zapewnia określenie wzajemnej relacji czasowej pomiędzy sygnałami rejestrowanymi w układzie elektronicznego miernika ciśnienia i rejestratora drgań.

6. Metody określenia kąta samozapłonu paliwa

6.1. Pomiar czasu opóźnienia lub wyprzedzenia impulsu otrzymywanego z sondy Langmuira względem impulsu GMP

Rysunek 11 przedstawia zasadę określania kąta samozapłonu paliwa poprzez pomiar czasu t_i opóźnienia lub wyprzedzenia impulsu otrzymywanego z sondy Langmuira względem impulsu GMP. Dodatkowo należy wykonywać pomiar czasu trwania okresu T jednego pełnego cyklu obrotu wału korbowego silnika, co przedstawiono na rys. 12. Kąt α [°OWK] wyprzedzenia lub opóźnienia samozapłonu oblicza się ze wzoru (2).

6.2. Pomiar liczby impulsów otrzymywanych z przetwornika impulsowo-obrotowego

Rysunek 13 przedstawia zasadę pomiaru liczby impulsów N_i określających wyprzedzenie bądź opóźnienie impulsu z



Fig. 11. Determination of the advance or delay time t_i of the Langmuir probe versus the TDC signal

Rys. 11. Określenie czasu t_i wyprzedzenia lub opóźnienia impulsu otrzymanego z sondy Langmuira względem impulsu GMP

In order to verify the diagnostic results, simultaneous measurements have been conducted of both the cylinder pressure and the vibrations (measured on the cylinder head cover or its mounting bolts) generated by the engine fuel injection system and the valve timing system.

A satisfactory qualitative and quantitative agreement of the registered control parameters has been obtained using a simplified comparative analysis. The results show that further modernization of the diagnostic method as well as the computer software is necessary in order to synchronize all

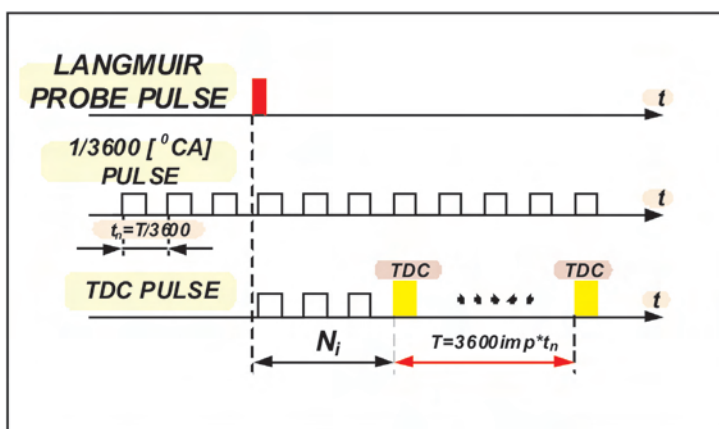


Fig. 13. The measurement method of the number of pulses N_i determining the advance or delay of the LP versus the TDC signal

Rys. 13. Zasada pomiaru ilości impulsów N_i określających wyprzedzenie bądź opóźnienie impulsu z sondy Langmuira względem impulsu GMP

the measuring quantities and enable a comparative analysis in relation to the angular crankshaft position.

In the future, diagnostics will be validated for similar biofuel engines.

Acknowledgment

The research works have been financed from the budget of a Research Task number 4 'Development of integrated technologies of fuel and energy production from biomass, agricultural waste and other' within the strategic project of scientific research and development works 'Advanced technologies of energy production' carried

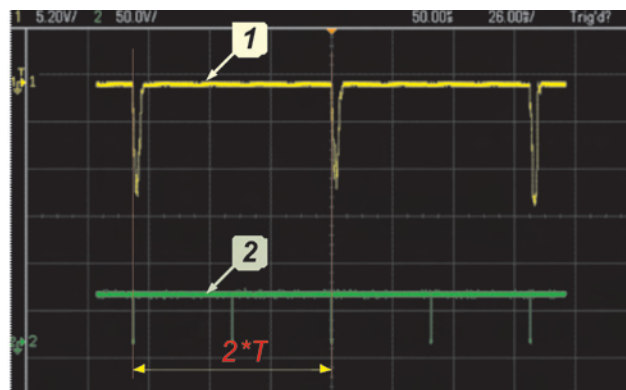


Fig. 12. Determination of a full crankshaft-revolution period T

Rys. 12. Określenie czasu T trwania jednego pełnego obrotu wału korbowego silnika

sondy Langmuira względem impulsu GMP. W tym przypadku kąt α [°OWK] określa liczba impulsów otrzymanych z przetwornika impulsowo-obrotowego; nie ma konieczności pomiaru okresu T obrotu wału korbowego silnika – wzór (3).

7. Uwagi końcowe i wnioski

Zastosowanie sondy Langmuira umożliwia zgrubne oszacowanie chwili wystąpienia samozapłonu paliwa w cylindrze silnika o ZS, co daje nowe możliwości diagnostyczne w ocenie stanu technicznego silnika.

Precyzyjne wyznaczenie położenia kąтового wału korbowego, przy którym następuje samozapłon paliwa to podstawowy warunek sformułowania wiarygodnej diagnozy o stanie technicznym przestrzeni roboczych oraz układu zasilania paliwem silnika.

Dla weryfikacji informacyjności diagnostycznej uzyskanych wyników pomiarowych przeprowadzono jednocześnie pomiary ciśnienia cylindrowego oraz drgań generowanych z układu wtryskowego i rozrządu zaworowego silnika.

W wyniku uproszczonej analizy porównawczej uzyskano zadowalającą zgodność jakościową i ilościową zarejestrowanych przebiegów obserwowanych parametrów kontrolnych. Uzyskane doświadczenia badawcze pozwoliły przeprowadzić modernizację technologii pomiaru oraz oprogramowania komputerowego, w taki sposób, że możliwe jest precyzyjne zsynchronizowanie rejestracji wszystkich wielkości pomiarowych, dla dokonania analizy porównawczej ich przebiegów względem

położenia kąтового wału korbowego. W kolejnym etapie badań przeprowadzone zostaną dalsze testy diagnostyczne w warunkach zasilania silnika biopaliwem.

Podziękowania

Badania były finansowane z budżetu Zadania Badawczego nr 4 pt. „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych” w ramach strategicznego programu badań naukowych i prac rozwojowych pt.: „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii” realizowanego ze środków NCBiR i ENERGA S.A. Przedstawione w artykule z-

out from the resources of NCBiR (National Board for Research and Development) and ENERGA S.A. A patent application regarding the solution related to the angle of fuel self-ignition presented in the paper has been submitted to the Patent Office of the Republic of Poland. Number of application: P.402669 – ‘The system for Monitoring of the angle of fuel self-ignition, particularly in a cylinder of a diesel engine, with the application of the Langmuir probe’.

wiązanie pomiaru kąta samozapłonu paliwa zgłoszono do UPRP. Nr zgłoszenia P.402669 pt: „Układ monitorowania kąta samozapłonu paliwa, zwłaszcza w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym z zastosowaniem sondy Langmuira”

Bibliography/Literatura

- [1] Böhme D.K.: Chemical ionization in flames Ion molecular reactions New York: Plenum pp. 323–343, 1972.
- [2] Hayhurst A.N., Kittelson D.B.: Combust. Flame 31, pp. 37–51, 1978.
- [3] Gooding J.M., Böhme D.K., Ng C.-W.: Combust. Flame 36, pp. 45–62, 1979.
- [4] Eraslan A.N., Brown R.C.: Combust. Flame 74, pp. 19–37, 1988.
- [5] Calcote H.F., Keil D.G.: Pure Appl. Chem. 62, pp. 815–824, 1990.
- [6] Pedersen T., Brown R.C.: Combust. Flame 94, pp. 433–448, 1993.
- [7] Fialkov A.B.: Prog. Energy Combust. Sci. 23, pp. 399–528, 1997.
- [8] Weilmuster P., Keller A., Homann K.-H.: Combust. Flame 116, pp. 62–83, 1999.
- [9] Starik A.M., Savel’ev A.M., Titova N.S., Schumann U.: Aerospace Sci. Technol. 6, pp. 63–81, 2002.
- [10] Haverkamp H., Wihem S., Sorokin A., Arnold F.: Atmospheric Environment 38, pp. 2879–84, 2004.
- [11] Savel’ev A.M., Starik A.M., Titova N.S., Favorskii O.N.: Doklady Physics 49, pp. 441–446, 2004.
- [12] Shimasaki Y., et al.: Automotive Engineering 101 (1993), p. 15.
- [13] Yu F., Turco R.P.: J. Geophys. Res. 103, pp. 25915–34, 1998.
- [14] Fahey D.W., Schumann U., Ackerman S., Artaxo P., Boucher O., Danilin M.Y., Kärcher B., Minnis P., Nakajima T., Toon O.B.: Aviation and the Global Atmosphere, A Special Report of IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), eds J.E. Penner, D.H. Lister, D.J. Griggs, D.J. Dokken, M. McFarland (UK, Cambridge, Cambridge Univ. Press), pp. 65–120, 1999.
- [15] Starik A.M., Savel’ev A.M., Titova N.S.: Proc. of 2nd Int. Workshop on Cold Atmospheric Pressure Plasmas: Sources and Applications (Bruges, Belgium), pp. 118–122, 2005.
- [16] Yoshimaya S., Tomita E.: Fundamental study on combustion diagnostics using a spark plug as an ion probe, SAE Technical Paper 2000-01-2828, 2000.
- [17] Sotton J., Labuda S.A., Ruttun B., Bellenoue M.: 30th Int. Symp. on Combustion, W-I-P, p. 241, 2004.
- [18] Bellenoue M., Cenian A., Kageyama T., Labuda S.A., Leys C.: J. Tech. Phys. 44, 363, 2003.
- [19] Rodrigues J.M., Agneray A., Jaffrézic X., Bellenoue M., Labuda S., Leys C., Chernukho A.P., Migoun A.N., Cenian A., Starik A.M., Titova N.S., Savel’ev A.M.: Evolution of charged species in propane/air flames – mass-spectrometric analysis and modelling, Plasma Sources Sci. Technol. 16, pp. 161–172, 2007.
- [20] Estefanus F.A.: Ionization in Diesel combustion: mechanism, new instrumentation and engine applications, PhD thesis (UMI Number: 3466645), Graduate School of Wayne State University, Detroit, Michigan, 2011.
- [21] Cenian A.: Diagnostyka procesu spalania węglowodorów. Raport końcowy projektu badawczego PB1071/T10/2002/22. IMP PAN, Gdańsk 2002.
- [22] Maclatchy C.S.: Charge depletion downstream of a cylindrical Langmuir probe immersed in flowing, high-pressure plasma. IEEE Transactions on Plasma Science, Vol. 17, No. 1. February 1989.
- [23] Maclatchy C.S., Smith H.C.L.: The electron current to a Langmuir probe in flowing high-pressure plasma. IEEE Transactions on Plasma Science, Vol. 19, No. 6, 1991.
- [24] Rychter T., Teodorczyk A.: Teoria silników tłokowych. WKiŁ, Warszawa 2006.

Prof. Zbigniew Korczewski, DSc., DEng. – Head of the Department of Marine and Land Power Plants in the Faculty of Ocean Engineering & Ship Technology at Gdańsk University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Zbigniew Korczewski - Kierownik Katedry Silowni Morskich i Lądowych na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: z.korczewski@gmail.com



Leszek Piechowski, MEng. – chief specialist at the Chair of Physical Aspects of Ecoenergy, The Szwalski Institute of Fluid-Flow Machinery PASci., Gdańsk.

Mgr inż. Leszek Piechowski – starszy specjalista w zakładzie Fizycznych Podstaw Ekoenergii w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN im. R. Szwalskiego w Gdańsku.

e-mail: leszek.piechowski@imp.gda.pl



Jacek Rudnicki, DEng. – Doctor in the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology at Gdańsk University of Technology.

Dr inż. Jacek Rudnicki – adiunkt na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: jacekrud@pg.gda.pl



Adam Cenian, DSc., DEng. – chief specialist at the Chair of Physical Aspects of Ecoenergy, The Szwalski Institute of Fluid-Flow Machinery PASci., Gdańsk.

Dr hab. inż. Adam Cenian – profesor IMP PAN i kierownik zakładu Fizycznych Podstaw Ekoenergii w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN im. R. Szwalskiego w Gdańsku.

e-mail: adam.cenian@imp.gda.pl



Monitoring of the states of malfunction of the EGR system in TDCi engines fueled with Ekodiesel Ultra and B10 fuel

The paper discusses the identification of malfunctions in the EGR system based on a list of OBD II error codes. The authors monitored EGR systems of vehicles fitted with DURATORQ TDCi engines. The Analysis of the processes of heat transfer and mass exchange in the engine intake system drew attention to a number of simplifications in the formal description introducing a wide range of tolerance for the instantaneous recirculation rate. The aim of this study was to determine the influence of diesel oil, Ekodiesel Ultra with biocomponents and B10 fuel used for the fueling of diesel engines on the formation of deposits in the EGR system. The analysis was performed in a laboratory utilizing the methods of energy dispersive X-ray fluorescence and infrared spectroscopy.

Key words: EGR, diagnostic procedures OBD, X-ray fluorescence, infrared spectroscopy IR

Monitorowanie stanu niesprawności układu EGR silników TDCi zasilanych olejem napędowym Ekodiesel Ultra oraz paliwem B10

W artykule dokonano analizy procesu uszkodzeń oraz lokalizacji usterek w układzie EGR silników DURATORQ TDCi z udokumentowanym procesem eksploatacji, przeglądów technicznych i stosowanych rodzajów paliw. Analiza procesu wymiany ciepła i masy na odcinku układu dolotowego silnika zawiera szereg uproszczeń w opisie formalnym wprowadzając szeroki zakres tolerancji chwilowej wartości stopnia recyrkulacji. Wnioskowanie zwrócone zostało na potencjalny wpływ rodzaju paliw, stosowanych w procesie równoległej eksploatacji analizowanych silników na przyczyny powstawania osadów w układzie EGR prowadzących do występowania zapisanych błędów. Badania porównawcze przeprowadzono z wykorzystaniem oleju napędowego Ekodiesel Ultra oraz paliwa B10 z udziałem biokomponentów. Analizy przeprowadzono w laboratorium akredytowanym z wykorzystaniem metod fluorescencji rentgenowskiej z dyspersją energii oraz spektroskopii w podczerwieni.

Słowa kluczowe: system EGR, procedury diagnostyczne OBD II, fluorescencja rentgenowska XRF, spektroskopia IR

1. Introduction

The optimization of the process of charge combustion in a multiple injected diesel engine using hydrocarbon and biocomponent fuels in a Common Rail system sets the main trends in the research and development works on diesel engines. A symptom of these modifications is the development of a system allowing homologation compliance with respect to the emission limits, particularly: CO, HC, NO_x and particulate matter (PM). Exhaust aftertreatment systems such as exhaust gas recirculation (EGR), catalytic converters and Diesel Particulate Filters (DPF) are used increasingly. Parallel to the advancement of EGR systems for the reduction of the NO_x concentration engineers introduce SCR systems (Selective Catalytic Reduction) using AdBlue or DEF (Diesel Exhaust Fluid) complying with the quality requirements of the ISO-22241 standard.

Research into innovative processes of exhaust gas catalysis and advancement of the design of DPF filters are convergent with the improvement of the physical chemical characteristics of FAME biofuels containing certain selected conditioners [3, 8]. The research experiments additionally cover selective composition of biofuels with certain selected conditioners. Particulate matter, the result of the fuel combustion is an effect of local incomplete combustion that leads to the formation of carbon and agglomerates of different size.

1. Wstęp

Optymalizacja procesu spalania ładunku w silniku o ZS przy wieloetapowym wtrysku paliwa węglowodorowego oraz paliwa z udziałem biokomponentów w systemie Common Rail, wyznacza główne kierunki prac badawczych w zakresie rozwoju silników o ZS. Symptodem tych modyfikacji jest rozwój układów pozwalających zachować zgodność homologacyjną z limitami emisji toksycznych składników spalin, głównie: CO, HC, NO_x oraz cząstek stałych PM (*Particulate Matter*). Zaznacza się upowszechnienie układów oddziałujących na spaliny silnika (*Exhaust Aftertreatment*) takich jak recyrkulacja spalin EGR (*Exhaust Gas Recirculation*), konwertery katalityczne (katalizatorów) a także stosowanie filtrów cząstek stałych DPF (*Diesel Particulate Filter*). Równoległe z doskonaleniem układów EGR dla potrzeb obniżenia poziomu stężenia NO_x wprowadzane są układy SCR (*Selective Catalytic Reduction*) z wykorzystaniem reduktora AdBlue lub DEF (*Diesel Exhaust Fluid*) spełniających wymogi jakościowe norm ISO-22241.

Badania w zakresie innowacyjnych procesów katalizy spalin wraz z doskonaleniem konstrukcji filtrów cząstek stałych DPF przebiegają równoległe z doskonaleniem cech fizyko-chemicznych biopaliw FAME z dobranym pakietem dodatków uszlachetniających [3, 8]. Eksperymenty badawcze obejmują ponadto selektywne komponowanie biopaliw

The manufacturers of diesel engines for modern farm tractors declare the compatibility of their engines with the B100 biofuels provided the EN/PN 14213 quality standard is met. In this case the application of EGR systems is reduced to the benefit of the SCR systems using AdBlue. Sometimes a combined SCR and EGR systems are applied, as is in the case of JOHN DEERE heavy-duty farm tractors.

In diesel engines of passenger vehicles fueled with conventional hydrocarbon fuels with a growing content of FAME we can see an advancement of the EGR systems and the systems controlling their operation, which leads to a reduction of the combustion rate, thus contributing to the reduction of the NO_x concentration in the exhaust gas. As a result of this process the maximum temperature of combustion is reduced along with the amount of oxygen in the charge fed to the cylinder. However, an excess amount of exhaust gas in the charge fed to the cylinder may result in a drop of the engine power and an increase in the emission of PM, thus deteriorating other engine indexes [1, 6].

Taking into account the popularity of DPF systems and catalytic converters in diesel engines the condition of a malfunctioning EGR is inadmissible [3].

FAME biofuel is substantially different from diesel fuel in that it has a different chemical constitution, fractional composition, viscosity, molar mass and the content of sulfur and oxygen. The obtainment of a high quality FAME fuel is mainly conditional upon the used resources, preliminary rectification, the course of the transesterification process and the applied pack of conditioners such as antioxidants, depressors and biocides. Additionally, esters should, not contain any remnants of methanol that increases the risk of seizure of the friction pairs in the fuel feed system. The presence of the linoleic and linolenic acids leads to the processes of oxidation and polymerization of fuel. Higher fatty acids have a substantial impact on the operation of DPF because high content of unsaturated acids results in an increase of the emission of soot. Additionally, oils of low quality may contain more contaminants such as free fatty acids, phospholipids, colorants and water [4].

One of the important quality parameters of fuels tightly related to their chemical constitution is the proneness to form deposits in the intake system and combustion chambers. A chemical composition of the fuel also introduces a low thermal stability and susceptibility to polymerization the result of which is sludge formation [4].

2. Functional analysis of the EGR system

The total mass of the charge fed to the cylinder is a mixture of air and exhaust gas of varied proportions and is calculated based on such parameters as: engine speed, intake air mass, charging pressure and the temperature of the components. The mass of the recirculated exhaust gas is calculated from the difference of the total mass of the charge and the mass of air in reference to the intake air temperature correction [11]. We can, thus determine the exhaust gas recirculation rate as a ratio of the mass of the exhaust gas to the mass of air and compare this value under given engine load conditions with the value stored in the ECU. The opening

wraz z dobranymi pakietami uszlachetniaczy. Cząstki stałe PM powstające w wyniku silnikowego spalania paliw są efektem miejscowego niezupełnego i niecałkowitego spalania paliwa, prowadząc do powstania węgla i tworzenia się aglomeratów o różnej wielkości.

Producenci silników o ZS dla współczesnych ciągników rolniczych deklarują możliwość stosowania biopaliw typu B100 z zastrzeżeniem spełnienia wymogów normy jakościowej EN/PN 14213. W tym przypadku zaznacza się odejście od klasyki stosowania układów EGR na rzecz układów SCR z wykorzystaniem reduktora AdBlue. Niekiedy wprowadza się współdziałanie systemów SCR i EGR jak np. we współczesnej wersji ciężkich ciągników firmy JOHN DEERE.

W przypadku silników o ZS samochodów osobowych zasilanych paliwami węglowodorowymi z postępującym wzrostem udziału FAME zaznacza się doskonalenie układów EGR oraz systemów sterowania pracą układu, prowadząc do obniżenia prędkości spalania, co przyczynia się do spadku poziomu stężenia NO_x w spalinach. W wyniku tego procesu zostaje obniżona maksymalna temperatura spalania jak również następuje ograniczenie maksymalnej ilości tlenu w ładunku dostarczanym do cylindra. Jednak nadmierny udział spalin w całym ładunku dostarczanym do cylindra może powodować spadek mocy oraz znaczny wzrost emisji cząstek stałych, a przez to uzyskanie niekorzystnych wartości innych wskaźników pracy silnika [1, 6].

Biorąc pod uwagę upowszechnienie systemów PDF oraz konwerterów katalitycznych w układzie wylotowym silników z ZS, stan wadliwego działania EGR należy uznać za niedopuszczalny [3].

Biopaliwo FAME wykazuje zasadnicze zróżnicowanie względem ON przede wszystkim ze względu na budowę chemiczną, skład frakcyjny, lepkość, masę molową oraz zawartość siarki i tlenu. Uzyskanie wysokiej jakości paliwa FAME zależy przede wszystkim od użytego surowca, wstępnego oczyszczenia, przebiegu procesu transestryfikacji oraz zastosowanego pakietu dodatków uszlachetniających takich jak np. depresatory, antyoksydanty, biocydy. Dodatkowo estry nie powinny zawierać resztek metanolu, który zwiększa ryzyko zatarcia elementów roboczych aparatury paliwowej. Obecność kwasów linolowego i linolenowego prowadzi do procesów utleniania i polimeryzacji biopaliwa. Wyższe kwasy tłuszczowe mają znaczący wpływ na pracę DPF, gdyż wysoka zawartość kwasów nienasyconych powoduje wzrost emisji sadzy. Dodatkowo oleje niskiej jakości mogą zawierać więcej zanieczyszczeń, takich jak wolne kwasy tłuszczowe, fosfolipidy, barwniki, wodę [4].

Jednym z istotnych parametrów jakościowych paliw ściśle związanych z ich budową chemiczną jest skłonność do tworzenia się osadów w układzie dolotowym i komorach spalania. Skład chemiczny paliwa wprowadza również niską stabilność termiczną a także skłonność do polimeryzacji w wyniku czego powstają szlamy [4].

2. Analiza funkcjonalna układu EGR

Całkowita masa zasysanego ładunku do cylindra jest mieszaniną powietrza i spalin przy zmiennych proporcjach i jest obliczana na podstawie takich parametrów jak: prę-

of the EGR valve defines the mass of the exhaust gas to assure the instantaneous required recirculation rate X_{EGR} . The error range is precisely determined and its excess results in an emission related malfunction signaled by a MIL.

The identification of DTCs in this case is a complex procedure because a group of combined signals is analyzed that come from the solenoid valve controlling the pneumatic EGR actuator or directly from the electric actuator. The signals are then compared against the signal of the mass airflow rate, the intake pressure, the temperatures of the media and the engine speed. The EGR system is distinguished by a great range of tolerance to momentary change of the recirculation rate, particularly in the interval of non-steady engine operating states.

The thermodynamics-related issues have been presented in the previous publication on a diagnosing procedure of the states of malfunction of the EGR system based on a multi-symptom structure of stored DTCs for the VW group vehicles fitted with 1,9 TDI ASZ having a pneumatic EGR valve positioning actuator EGR [2].

The analysis of the energy balance of heat and mass exchange contains certain simplifications due to a lack of the possibility of unambiguous description of all the factors conditioning an accurate parameterization of the exhaust gas recirculation process.

A fundamental problem is proper determination of the specific heat of the recirculated exhaust gas based on the specific heat of all its individual components. As the engine deterioration advances the share of the fraction of burnt lubricant increases. Besides, as a result of the use of biofuel conditioners there are more (as compared to regular hydrocarbon fuels) such components as: CO_2 , CO, HC and NO_x [2].

Another approximation of the actual state is contained in the notation of the Clapeyron equation of the state of the formed mixture of air and exhaust gas. There are no effective methods of measurement of the mass flow of the recirculated exhaust gas. A useful parameter is the exhaust gas density under given engine load conditions. The difficulty in the notation also results from the fact that feeding recirculated exhaust gas, irrespective of its prior chilling, results in a growth of the intake air temperature [5].

A secondary temperature drop of the mixture takes place as a result of a heat exchange in the intake manifold. In this case, we need to allow for the area of the heat transfer, the heat transfer coefficient by the material structure of the intake manifold and the duration of the transfer at the temperature difference between the charge and the surroundings.

A different nature of the heat exchange takes place in the portion of the intake manifold located in the cylinder head ending in the valve seat zone. We can precisely determine the flow time of the mixture through the analyzed distance (taking the engine speed and the filling efficiency) but it is difficult to average the medium flow results having variable intake geometry in the zones of varied wall temperatures. A simplification is, thus introduced consisting in that a circular cross section is assumed of the intake manifold for its replace-

kość obrotowa wału, masa powietrza zasysanego, ciśnienie doładowania oraz temperatury składników.

Masa recykulowanych spalin wyznaczana jest z różnicy masy całkowitej ładunku i masy powietrza w odniesieniu do korekty temperaturowej powietrza zasysanego [11]. Zatem można wyznaczyć stopień recyrkulacji jako stosunek masy spalin do masy powietrza i porównać tą wartość w danych warunkach obciążeń silnika z wartością zapisaną w pamięci sterownika. Stopień otwarcia zaworu EGR wyznacza masę spalin dla potrzeb zapewnienia chwilowej wartości stopnia recyrkulacji X_{EGR} . Przedział błędu jest ściśle ustalony a przekroczenie tej wartości wyznacza usterką emisyjną prowadząc do sygnalizacji stanu pracy silnika poprzez kontrolkę MIL.

Rozpoznanie błędów stanowi w tym przypadku złożoną procedurę, gdyż analizowana jest grupa wzajemnie sprzężonych sygnałów pochodzących z elektrozaworu sterującego silownikiem pneumatycznym EGR lub wprost z silownika elektrycznego układu, w odniesieniu do sygnału masowego natężenia przepływu, ciśnienia w układzie dolotowym, temperatur czynnika oraz prędkości obrotowej wału. Układ EGR wyróżnia się stopniem znacznego przedziału tolerancji na chwilową zmianę stopnia recyrkulacji, zwłaszcza w przedziale niestabilnych obciążeń silnika.

Zagadnienia termodynamiczne zostały przedstawione w poprzedniej publikacji dotyczącej procesu diagnozowania stanów awaryjnych układu EGR na podstawie wielosymptomowej struktury zapisanych błędów dla pojazdów grupy VW z silnikami 1,9 TDI ASZ wyposażonych w pneumatyczny silownik pozycjonujący zawór EGR [2].

Analiza bilansu energetycznego wymiany ciepła i masy zawiera w sobie pewien zakres uproszczeń z uwagi na brak możliwości jednoznacznego opisanie wszystkich czynników warunkujących dokładną parametryzację procesu recyrkulacji spalin.

Zasadniczy problem stanowi właściwe określenie ciepła właściwego recykulowanych spalin na podstawie ciepła właściwego poszczególnych jego składników. Wraz ze stopniem zużycia silnika zwiększa się udział frakcji spalanego oleju smarującego. Ponadto, w wyniku stosowania dodatków biopaliwowych zaznacza się zróżnicowany, w stosunku do paliw węglowodorowych, udział takich składników jak: CO_2 , CO, HC, NO_x [2].

Następne przybliżenie stanu rzeczywistego zawarte jest w zapisie równania Clapeyrona stanu powstałej mieszaniny powietrza i spalin. Zaznacza się brak efektywnych metod pomiaru masowego natężenia przepływu recykulowanych spalin. Przydatnym parametrem jest gęstość spalin w danych warunkach obciążeń silnika. Utrudnienie zapisu wynika również z faktu, iż doprowadzenie recykulowanych spalin, niezależnie od możliwości ich wcześniejszego ochłodzenia, powoduje wzrost temperatury zasysanego powietrza [5].

Ponadto dochodzi do wtórnego spadku temperatury mieszaniny w wyniku oddawania ciepła do struktury kolektora dolotowego. Należy w tym przypadku uwzględnić powierzchnię wymiany ciepła, współczynnik przenikania ciepła przez strukturę materiałową kolektora ssącego oraz

ment diameter, which leads to a simplification of the notation of the heat exchange area. The situation is aggravated by the fact that, due to tar deposits, there is no possibility of allowing for the variable flow resistance of the exhaust gas in the zone of the valve controlling the exhaust gas flow [2].

The functional condition of an EGR system can be improved by introducing a variety of signal converters in the design of the intake and exhaust systems of an engine, which leads to a complication of the system, a modification of the ECU software and an increase in the overall costs.

3. EGR system diagnostic

The fundamental objective of on-board diagnostic in the OBD II standard is the control of the exhaust emissions with respect to the currently applicable emission limits of EURO IV and V. The area of the unification of the diagnostic principles has been significantly extended by compliance of the controllers with the software according to the OBD II system meeting both the SAEJ1830 and ISO9141-2 standards. The coexistence of the diagnostic controllers was initiated when the ISO15031-3 standard was introduced allowing communication through the CAN standard (Controller Area Network) [7].

The skill of making multisymptom diagnostic conclusions and the knowledge of technical solutions used in the functional system of a vehicle are a basis for the formulation of correct diagnostic decisions [2].

A facilitating element is the unification of the nomenclature of the systems and their components (SAE J1930) as well as the unification and location of the DLC (Data Link Connector) according to SAE J1962. An important step in the development of OBD was the notation and definitions of the trouble codes (SAE J2012). The storage of an error code in the controller memory was supplemented with the storage of the operating parameters at which the error occurred, thus creating a database (Freeze Frame). The pulling of the error codes from the controller is possible with a scan tool. Diagnostic scan tools (SAE J1978) and the description of the individual scan tool operating modes (SAE J1979) are also subject to standardization. The principle of error code hierarchy was introduced not only because of the component or a functional system malfunction but mainly to maintain the exhaust emissions on the level below the admissible values. An incorrect course of the combustion process or a faulty operation of the system elements results in a flash of a MIL light (Malfunction Indicator Light) [12].

A list of standardized error codes directly or indirectly related to the operation of the EGR systems has been shown in Table 1.

Besides, the P0100 to P0104 error codes shown in table 1 may provide additional information in the assessment of the EGR system operation (showing an incorrect recirculation rate). The stored error codes from the P0110 to P0114 group are assigned to the air intake temperature sensor. Usually problematic in the malfunction identification is the effect of simultaneous storage of the error codes in the turbocharger pressure circuit from the P0235 to P0242 group supplemented with the error code of the recirculated exhaust gas temperature sensor from the P0544 to P0549 group.

czas wymiany ciepła przy różnicy temperatur ładunku i otoczenia.

Odmienne charakter wymiany ciepła zaznacza się na odcinku kanału ssącego zlokalizowanego w głowicy, kończąca na strefie gniazda zaworu ssącego. O ile można w dokładny sposób wyznaczyć czas przepływu mieszaniny na analizowanym odcinku, biorąc za podstawę prędkość obrotową wału i sprawność napełnienia, to jednak trudno jest uśrednić warunki przepływu czynnika przy zmiennej geometrii kanału w strefach o zróżnicowanych temperaturach ścianek. Zatem wprowadza się uproszczenie polegające na przyjęciu kołowego przekroju kanału dla zastępczej jego średnicy, co prowadzi do uproszczenia zapisu powierzchni wymiany ciepła. Sytuację pogarsza fakt braku możliwości uwzględnienia zmiennych oporów przepływu spalin w strefie zaworu sterującego przepływem spalin w wyniku zalegania nagaru [2].

Stan funkcjonalny układu EGR można poprawić wprowadzając szereg przetworników sygnałów w strukturze układu wlotowego i wylotowego silnika, co w prostym odniesieniu prowadzi do zwiększenia stopnia komplikacji układu, koniecznej modyfikacji oprogramowania sterownika ECU oraz wzrostu kosztów przedsięwzięcia.

3. Diagnostyka układu EGR

Podstawowym celem diagnostyki pokładowej wg standardu OBD II jest kontrola emisji szkodliwych składników spalin odniesiona do obowiązujących obecnie wymogów normatywnych EURO IV i V. Obszar unifikacji zasad diagnostyki został znacząco powiększony poprzez zgodność komunikacji sterowników z oprogramowaniem wg standardu OBD II spełniających zarówno wymagania normy SAEJ1830 jak również ISO9141-2. Współdziałanie kontrolerów diagnostycznych zaistniało wraz z zapisem normy ISO15031-3 wprowadzającej możliwość komunikacji za pośrednictwem sieci standardu CAN (*Controller Area Network* – Sieć Obszaru Sterownika) [7].

Umiejętność wielosymptomowego wnioskowania oraz znajomość rozwiązań technicznych stosowanych w obrębie układów funkcjonalnych pojazdu stanowią podstawę do kształtowania trafnych decyzji diagnostycznych [2].

Ułatwieniem jest wprowadzenie normalizacji nazewnictwa układów oraz ich elementów (SAE J1930), a także unifikacja i lokalizacja złącza diagnostycznego DLC (*Data Link Connector*) zgodnie z SAE J1962. Ważnym etapem stał się zapis, oznaczenia i definicje kodów usterek (SAE J2012). Rejestracja kodu usterki w pamięci sterownika została uzupełniona zapisem parametrów pracy silnika, przy których wystąpiła usterka tworząc bazę danych (Freeze Frame). Odczytanie kodów usterek zapisanych w pamięci sterownika możliwe jest z wykorzystaniem testera diagnostycznego – skanera (*Scan-Tool*). Normalizacji podlegają również testery diagnostyczne (SAE J1978) oraz opis poszczególnych trybów pracy skanera (SAE J1979). Zasada hierarchii kodów błędów została wprowadzona nie tylko ze względu na wystąpienie uszkodzenia elementu lub układu funkcjonalnego, lecz przede wszystkim w aspekcie utrzymania emisji szkodliwych składników spalin poniżej wartości dopuszczalnych. Wadliwy przebieg procesu spalania lub

A diagnostic monitor contains diagnostic procedures responsible for controlling and observation of the components assigned to it. According to the OBD principles each controller of a vehicle has at least one control procedure implemented that creates continuous and non-continuous monitors. The engine manufacturers are obliged to publish the algorithm allowing the realization of a driving cycle that guarantees the realization of all EOBD/OBD II monitors [9].

4. EGR system diagnostics using a scan tool

The subject of the analysis as regards the identification of malfunctions in the EGR system is the intake manifold of a Common Rail DURATORQ TDCi engine fitted in FORD MONDEO MK4. The intake system is fitted with a variable geometry turbocharger and an intercooler. The ECU controller – J248 controls the stepper motor positioning the EGR valve. It is noteworthy that the volume of the charge from the crankcase breather system is fed omitting the MAF sensor. In this case it is possible to distort the

wadliwa praca elementów układów powoduje zapalenie kontrolki MIL (*Malfunction Indicator Light*) [12].

Zestawienie znormalizowanych kodów usterek bezpośrednio lub pośrednio związanych z awaryjnym funkcjonowaniem układu EGR zamieszczono w tabeli 1.

Ponadto niekiedy występujące kody błędów P0100 do P0104 oprócz wykazanych w tabeli 1 mogą stanowić informację pomocniczą w procesie oceny układu EGR, wykazując nieprawidłową wartość stopnia recyrkulacji. Zapisywane numery kodów usterek z grupy P0110 do P0114 przypisane są do obwodu czujnika temperatury powietrza na wejściu do układu dolotowego. Zwykle problematyczny w procesie lokalizacji uszkodzeń jest efekt równoczesnego zapisu błędów w obwodzie czujnika ciśnienia turbosprężarki z grupy P0235 do P0242, uzupełniony błędem obwodu czujnika temperatury recyrkulowanych spalin – z grupy P0544 do P0549.

Monitor diagnostyczny zawiera procedury diagnostyczne odpowiedzialne za kontrolę i obserwację przypisanych mu podzespołów. Zgodnie z zasadami OBD każdy sterownik pojazdu wykazuje implementację przynajmniej jednej procedury kontrolnej tworzącej monitory ciągłe lub nieciągłe. Producenci silników zobowiązani są do opublikowania algorytmu pozwalającego zrealizować cykl jezdny gwarantujący wykonanie wszystkich przewidzianych normą monitorów EOBD/OBD II [9].

4. Diagnostyka układu EGR z wykorzystaniem testera diagnostycznego

Przedmiotem analiz obejmujących identyfikację uszkodzeń w układzie EGR jest układ dolotowy silnika DURATORQ TDCi, samochodu FORD MONDEO MK4 z układem wtrysku paliwa Common Rail Siemens. Układ dolotowy wyposażony jest w turbosprężarkę o zmiennej geometrii kanałów wlotowych spalin do turbiny oraz w chłodnicę powietrza wlotowego. Sterownik ECU – J248 steruje silnikiem krokowym pozycjonując przemieszczenie grzybka zaworu układu EGR. Należy zauważyć, iż objętość ładunku z odpowietrznika skrzyni korbowej dostarczana jest z pominięciem przepływomierza. Możliwe jest w tym przypadku zaburzenie stopnia recyrkulacji, zwłaszcza przy znacznym udziale przedmuchiów spalin do skrzyni korbowej.

Proces identyfikacji uszkodzeń jest znacząco utrudniony w przypadku pojawiających się krótkotrwałych stanów niesprawności w nieregularnych odstępach i warunkach eksploatacji pojazdu. W opisywanej procedurze diagnostycznej pojazdu stwierdzono chwilowe i sporadyczne spadki mocy połączone z brakiem płynności

Table 1. Standardized diagnostic trouble codes directly or indirectly related to the malfunctioning EGR [13]

Tabela 1. Znormalizowane kody usterek bezpośrednio lub pośrednio związane z awaryjnym funkcjonowaniem układu EGR [13]

DTC	Circuit, system, parameter to which the error code is related/ <i>obwód, układ, parametr, którego dotyczy kod usterki</i>	Type of malfunction/rodzaj usterki
P0400	Exhaust gas recirculation flow/ <i>układ recyrkulacji spalin</i>	Malfunction/ <i>wadliwe działanie</i>
P0401	Exhaust gas recirculation flow/ <i>układ recyrkulacji spalin</i>	Insufficient detected/ <i>za mały stopień recyrkulacji</i>
P0402	Exhaust gas recirculation flow/ <i>układ recyrkulacji spalin</i>	Excessive detected/ <i>za duży stopień recyrkulacji</i>
P0403	Exhaust gas recirculation circuit (valve or control)/ <i>układ recyrkulacji spalin (zawór lub sterowanie)</i>	Malfunction/ <i>wadliwe działanie</i>
P0404	<i>Exhaust gas recirculation circuit/układ recyrkulacji spalin</i>	Range/performance/ <i>nieprawidłowy zakres sygnału</i>
P0405	Exhaust gas recirculation sensor A/ <i>układ recyrkulacji spalin Obwód czujnika A</i>	Circuit low/ <i>za niska wartość sygnału</i>
P0406	Exhaust gas recirculation sensor A/ <i>układ recyrkulacji spalin. Obwód czujnika A</i>	Circuit high/ <i>za wysoka wartość sygnału</i>
P0407	Exhaust gas recirculation sensor B/ <i>układ recyrkulacji spalin. Obwód czujnika B</i>	Circuit low/ <i>za niska wartość sygnału</i>
P0408	Exhaust gas recirculation sensor B/ <i>układ recyrkulacji spalin. Obwód czujnika B</i>	Circuit high/ <i>za wysoka wartość sygnału</i>
P0100	Mass or volume air flow/ <i>obwód masowego lub objętościowego przepływomierza powietrza</i>	Circuit malfunction/ <i>wadliwe działanie</i>
P0101	Mass or volume air flow/ <i>obwód masowego lub objętościowego przepływomierza powietrza</i>	Circuit range performance problem/ <i>nieprawidłowy zakres wartości sygnału</i>
P0102	Mass or volume air flow/ <i>obwód masowego lub objętościowego przepływomierza powietrza</i>	Circuit low input/ <i>za niska wartość sygnału wejściowego</i>
P0103	Mass or volume air flow/ <i>obwód masowego lub objętościowego przepływomierza powietrza</i>	Circuit high input/ <i>za wysoka wartość sygnału</i>
P0104	Mass or volume air flow/ <i>obwód masowego lub objętościowego przepływomierza powietrza</i>	Circuit intermittent/ <i>sygnał elektryczny przerywany sporadycznie</i>

recirculation rate particularly if the blow-by to the crankcase is extensive.

The process of fault identification is getting difficult if intermittent malfunctions occur at irregular intervals and unsteady engine operating states. In the described diagnostic procedure of the vehicle momentary and sporadic power drops were observed combined with a lack of smoothness in acceleration and high exhaust opacity. The use of a variety of scan tools and other diagnostic devices significantly accelerates the diagnostic process. In the case of a short-term malfunction the ECU does not interpret the existing parameters as erratic, and does not store the error in the memory.

Upon connecting of the diagnostic interface of the TEXA Navigator TXT (Fig. 1) scan tool to the vehicle no error codes stored in the memory were detected. The analysis of the parameters pulled from the ECU and those given by the manufacturer did not show any deviations from the required values.

Analogically to the EGR test procedures, according to DeltaScan, assuming the basic settings [04] in the group of measurement blocks [003] an observation was made as the engine speed was increased above 1400 rpm. The tester then provided a two-state value of the parameter storage that identified the request of the EGR valve opening or closing given by the controller. Another parameter shown in this group of measurement blocks is the current signal of the mass airflow determined by the MAF sensor. An important parameter is the percentage value of the filling coefficient of the PWM signal confirming the setting of the EGR valve stepper motor. In the analyzed system, when the valve was closed the value of the filling coefficient did not deviate from the admissible level i.e. above 70 % and when the valve was open the value was also in the 25 % limit. In the measure-

przyspieszania oraz znacznym zadymianiem spalin. Wykorzystanie różnego rodzaju skanerów diagnostycznych i diagnoskopów w sposób znaczący przyspiesza proces diagnostyczny. W przypadku krótkotrwałego występowania usterki sterownik ECU nie interpretuje zaistniałych parametrów jako błędnych i tym samym nie zapisuje usterki w pamięci sterownika.

Po podłączeniu interfejsu diagnostycznego testera, TEXA Navigator TXT (rys. 1) nie odnotowano żadnego błędu w pamięci kodów usterek sterownika ECU. Analiza odczytanych i podanych parametrów przez producenta silnika nie wykazała odstępstw od wymaganych wartości.

W analogii do procedur testu EGR wg programu DeltaScan, przyjmując ustawienia podstawowe [04] w grupie bloków pomiarowych [003] – wykonano obserwację przy zwiększeniu prędkości obrotowej silnika od około 1400 obr/min. Tester podaje wówczas dwustanową wartość zapisu parametrów, która identyfikuje wydanie przez sterownik ECU rozkazu otwarcia lub zamknięcia zaworu recyrkulacji spalin. Kolejnym parametrem wyświetlanym w tej grupie bloków pomiarowych jest aktualny sygnał masowego natężenia przepływu powietrza wyznaczony przez przetwornik MAF. Istotnym parametrem jest wyrażona w procentach wartość współczynnika wypełniania sygnału PWM, świadcząca o wysterowaniu silnika krokowego zaworu EGR. W analizowanym układzie przy zamkniętym zaworze EGR wartość współczynnika wypełnienia nie odbiegała od poziomu dopuszczalnego tj. powyżej 70 %, jak również przy otwartym zaworze wartość była prawidłowa, tzn. w granicach 25 %. W bloku pomiarowym zmieniały się również wskazania wartości masowego przepływu powietrza, które przy zamkniętym zaworze EGR zawierały się w wyznaczonym przedziale tj. 420 do 600 mg/cykl, oraz 180 do 340 mg/cykl – dla zaworu w pozycji otwartej.

Istotnym faktem, na który należy zwrócić uwagę jest przebieg zmian masowego natężenia przepływu powietrza, którego wartość powinna zmieniać się skokowo od momentu wysterowania zaworu EGR. Wydłużony czas oczekiwanej zmiany wartości przepływu powietrza może wskazywać na nadmierne zanieczyszczenie elementów wykonawczych zaworu EGR powodując opóźnienia w jego pozycjonowaniu. Brak reakcji zmiany masowego natężenia przepływu powietrza na zamykanie i otwieranie zaworu EGR może świadczyć również o wadliwym działaniu sensora MAF.

Biorąc pod uwagę okresowość pojawiania się chwilowych stanów niesprawności silnika i brak zapisanych kodów błędów zdecydowano się na zapis wybranych parametrów w trakcie przejazdów testowych z wykorzystaniem rejestratora TEXA OBD Log ze standardowym przyłączem 16-pin do gniazda diagnostycznego OBDII J1962 przedstawionym na rysunku 2. Zapis podstawy czasu w rejestratorze ułatwienia analizę parametrów wraz z możliwością oceny stanu eksploatacyjnego silnika, przy którym została zapisana usterka.

Stan awaryjny zaznaczył się zapisem błędów dopiero po przeprowadzeniu cyklicznego wzrostu obciążenia silnika wg charakterystyk zapisanych na rys. 3. Analizując stanu krótkotrwałego spadku mocy i wzrostu zadymienia spalin przy



Fig. 1. TEXA Navigator TXT scan tool
Rys. 1. Tester TEXA Navigator TXT



Fig. 2. TEXA OBD-Log recorder
Rys. 2. Rejestrator TEXA OBD-Log

ment block the values of the mass airflow changed as well and fell in the interval from 420 to 600 mg/cycle when the EGR valve was closed and 180 to 340 mg/cycle when the EGR valve was opened.

An important fact that has to be noted is the course of the changes of the mass airflow whose value should change stepwise from the moment of the setting of the EGR valve. An extended time of the expected change of the value in the mass airflow may indicate an excessive contamination of the actuators of the EGR valve leading to a delay in its positioning. No reaction of the air mass airflow to the opening and closing of the EGR valve may confirm a malfunction of the MAF sensor.

Due to the intermittence of the engine malfunctions and lack of error codes stored in the memory the authors decided record selected parameters during the test runs using the TEXA OBD Log recorder equipped with a standard 16-pin OBDII J1962 port as shown in Fig. 2. The recording of the time scale in the recorder facilitates the analysis of the parameters and enables the evaluation of the operating state at which the fault code was stored.

The state of malfunction was indicated by the storage of the error code in the memory only after a cyclic increase in the engine load as per the characteristics shown in Fig. 3. Analyzing the conditions of a short-term drop of power and an increase in the exhaust opacity at part loads we need to note that at this time a growth in the mass airflow and the charging pressure did not occur while the engine load was partly increased. When the symptoms of a momentary drop of power subsided the parameters stabilized i.e. at the engine load of 75 % a clear increase in the mass airflow to the value of 69 gs^{-1} and absolute charging pressure to the value of 230 kPa occurred. In the case of a cycling increase in the engine load the malfunction became more conspicuous leading to the occurrence of the error codes in the ECU and switching into restricted performance mode.

Analyzing the parameters of the test run as per Fig. 3 just before the recording of the malfunction by the controller we could observe too low a value of the mass airflow at a low value of the charging pressure and a hesitating engine operation. On this basis we may initially suspect a rather frequent malfunction of the EGR valve blocking in the position of partial opening. The reason for such a situation may be a momentary blocking of the turbocharger variable vanes.

In order to unambiguously determine the reasons for the malfunction the engine test was repeated using stationary scan tools identifying the error codes: P0402 and P0404 assigned to the EGR monitor. Incorrect diagnostics may have been directed towards a malfunctioning mass airflow meter. A frequent case of simplifying the diagnostic process is the replacement of the MAF, which in many cases provides a short-term improvement of the functional conditions of the engine. Introducing a MAF sensor of a proper level of the output signal most often eliminates the effect of error conjunction resulting mostly from an incomplete EGR valve opening.

obciążeniach częściowych należy zauważyć, iż w tym czasie nie nastąpił wzrost wartości masowego natężenia przepływu powietrza oraz ciśnienia doładowania podczas częściowego zwiększania obciążenia silnika. Po ustąpieniu objawów chwilowego spadku mocy silnika parametry stabilizowały się tj. przy obciążeniu silnika 75 % następował wyraźny przyrost masowego przepływu powietrza do wartości 69 gs^{-1} jak również wzrost bezwzględnego ciśnienia doładowania do wartości 230 kPa. W przypadku cyklicznego zwiększania obciążenia silnika nastąpiło nasilenie się objawów usterki prowadząc do zapisania kodów błędów przez sterownik ECU oraz przejście na awaryjny tryb pracy.

Analizując parametry przejazdu, wg rysunku 3, tuż przed zarejestrowaniem usterki przez sterownik można zaobserwować zbyt niską wartość masowego natężenia przepływu powietrza, przy niskiej wartości ciśnienia doładowania turbosprężarki oraz nierównomiernej pracy silnika. Na tej podstawie można wnioskować wstępnie o wystąpieniu częstej usterki układu wynikającej z okresowego blokowania się zaworu EGR w pozycji częściowego otwarcia. Przyczyną takiego stanu może mieć również swoje podłoże w chwilowym zablokowaniu kierownic turbosprężarki.

W celu jednoznacznego ustalenia przyczyn usterki dokonano powtórnego testu silnika z wykorzystaniem podanych testerów stacjonarnych identyfikując zapisane kody usterek: P0402 i P0404 przypisane monitorowi EGR. Obszar błędnej decyzji mógł zostać ukierunkowany w tym przypadku również na potrzebę wymiany masowego przepływomierza powietrza. Częstoym przypadkiem uproszczenia procesu diagnostycznego jest wymiana przepływomierza masowego powietrza, co w wielu przypadkach przynosi chwilową poprawę stanu funkcjonalnego silnika. Wprowa-

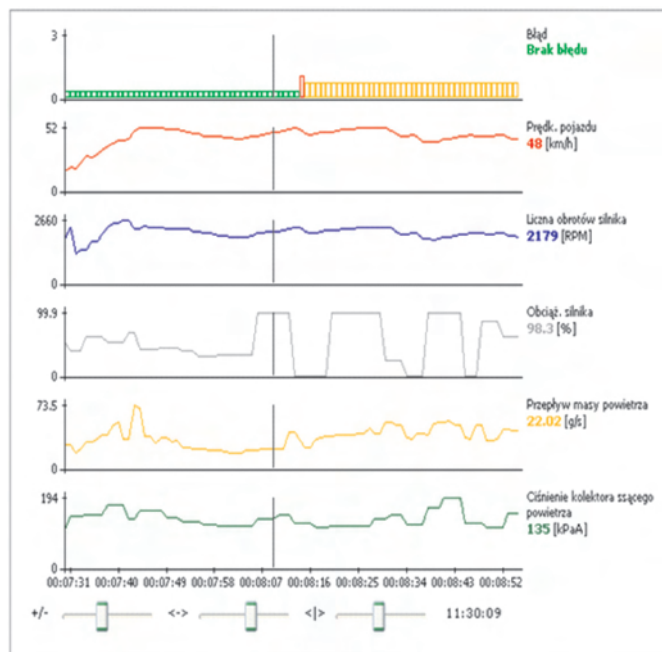


Fig. 3. The parameters of the TEXA OBD Log recorder with the error codes P0402 and P0404 stored

Rys. 3. Parametry rejestratora TEXA OBD Log z zarejestrowanymi błędami P0402 i P0404

The intensity of the EGR system malfunctions in modern diesel engines and a frequent renewals of the EGR systems at the dealership workshops indicates a need to conduct research on the underlying reasons. The main problem pertains to engines previously operated on diesel fuel and subsequently switched to fuel containing biocomponents on the level of 5.75 %.

The reasons for the malfunction of EGR systems were also related with the evaluation of the influence of biocomponent-based diesel fuel application on the process of deposit formation in the EGR system of a diesel engine. The research comprised an evaluation of the content of the precipitated unoxidized organic compounds. Analyses of the compositions of the deposits in the EGR ducts were performed for two DURATORQ TDCi engines of the mileage of 80.000 km as per the CEC F-20-98 procedure. A comparative analysis of the issue of deposit formation in the EGR system was possible due to the fact that a variety of fuels were used: diesel fuel (Ekodiesel Ultra) and B10 (containing biocomponents). At a growing share of the FAME content in diesel fuel [2], these become actual in-service problems of the users of modern diesel engines.

5. Spectral analysis of the deposits in the EGR valve zone

A spectral analysis was performed of the deposits sampled in the surface of the EGR channel in the DURATORQ TDCi engines fueled with B10 biofuel and Ekodiesel Ultra (diesel fuel). In the microscopic analysis of the deposit (enlarged 100x) from the engine fueled exclusively with Ekodiesel Ultra grains of deposits were observed that were bonded with a tarry substance. The deposits on the EGR valve of the engine fueled with B10 biofuel had a more refined and dry structure with a visible fraction of mineral material. The comparison of the deposit zones for two EGR valves controlling the exhaust flow – the one disassembled from a vehicle and a brand new one have been shown in Figure 4. The valve head and the seat did not show any signs of damage resulting from excess exhaust temperature, which usually take place at an excessive backpressure of the exhaust gas.

The spectrums of the X-ray fluorescence with the XRF ED energy dispersion were recorded with the ED 2000 recorder made by Oxford Instruments, while the IR infrared spectrums (FTIR) were recorded with FTS 175 by BIO-RAD.

In the qualitative analysis the authors used a method of x-ray XRF taking a sample of a deposit after cleaning of the EGR zone with hexan. The recording of the XRF characteristics for deposits taken from the EGR valve zone of an engine fueled with Ekodiesel Ultra and B10 have been shown in Fig. 5. Based on the assessment of the changes of the intensity of the spectral bands for the identified elements a qualitative analysis was performed. In the analyzed deposits such metals were identified as: iron, zinc, chromium, nickel and copper. Other elements were also present in the analyzed composition- calcium, phosphorus and sulfur. Iron traces originate in the processes of corrosion or may be an environmental contaminant while chromium, nickel and copper indicate a

dzenie przepływomierza powietrza o właściwym poziomie sygnału wyjściowego usuwa zwykle doraźnie efekt koniunkcji błędów najczęściej wynikających z niepełnego otwarcia zaworu EGR.

Intensywność uszkodzeń układów EGR stosowanych w silnikach o ZS i ich częsta wymiana w ASO wskazuje na potrzebę prowadzenia badań nad przyczynami tego stanu. Główny problem dotyczy pojazdów eksploatowanych uprzednio na ON i przejściu na obecne warunki zasilania paliwami z udziałem biokomponentów na poziomie 5,75 %.

Ustalenie przyczyn niesprawności układu EGR, zostało ukierunkowane również na ocenę wpływu stosowania ON z udziałem biokomponentów na proces tworzenia się osadów w układzie EGR silnika o ZS. Wnioskowanie obejmowało ocenę zawartości wytrąconych nieutlenionych składników pochodzenia organicznego. Przeprowadzono analizy składu osadów w strefie kanału przelotowego EGR dla dwóch silników DURATORQ TDCi po przebiegu eksploatacyjnym 80 tys.km wg procedury CEC F-20-98. Analizę porównawczą zagadnień powstawania osadów w układzie EGR umożliwił proces zasilania odrębnymi paliwami tj. olejem napędowym Ekodiesel Ultra oraz paliwem B10 z udziałem biokomponentów. Zagadnienia te przekładają się na zasadniczą problematykę eksploatacyjną użytkowników współczesnych silników o ZS przy postępującym wzroście procentowego udziału dodatków FAME do ON [2].

5. Analiza spektralna osadów zalegających strefę zaworu EGR

Przeprowadzono analizę spektralną osadów pobranych z powierzchni kanału przelotowego zaworu EGR z kanału przepływu powietrza silników DURATORQ TDCi, zasilanych biopaliwem B10 i olejem napędowym Ekodiesel Ultra. W analizie mikroskopowej osadu (pow. 100x) pochodzącego z silnika samochodu zasilanego wyłącznie olejem napędowym Ekodiesel Ultra zauważono ziarna osadu, które zostały sklejone smolistą substancją. Osad na zaworze EGR silnika zasilanego paliwem B10 cechował się strukturą bardziej drobnoziarnistą i „suchą” z widoczną frakcją materiału mineralnego. Porównanie strefy osadów dla zaworu sterującego przepustem spalin zaworu EGR fabrycznie nowego oraz w stanie zdemontowanym z badanego silnika przedstawia rysunek 4. Grzybek i gniazdo zaworu nie wykazywało stanu uszkodzeń spowodowanych nadmierną temperaturą spalin, co zwykle ma miejsce przy zbyt wysokim przeciwcisnieniu spalin.

Widma fluorescencji rentgenowskiej z dyspersją energii XRF ED zapisano rejestratorem ED 2000 firmy Oxford Instruments, natomiast widma w podczerwieni IR (FTIR) zarejestrowano na FTS 175 firmy BIO-RAD.

W analizie jakościowej posłużono się metodą fluorescencji rentgenowskiej XRF pobierając próbkę osadów po przemyciu strefy kanału EGR heksanem. Zapis charakterystyk XRF dla osadów pobranych ze strefy zaworu EGR silnika zasilanego paliwem Ekodiesel Ultra. i B10 przedstawiono na rysunku 5. Na podstawie oceny zmian intensywności pasm dla zidentyfikowanych pierwiastków dokonano oceny jakościowej osadów. W badanych osadach stwierdzono obecność głównie metali



Fig. 4. The deposits on the inner surface of the EGR channel in the DURATORQ TDCi engine fitted in FORD MONDEO MK4 143 HP for the condition of malfunction (a) and a brand new valve (b). A set of connecting components for the exhaust cooler (c)

Rys. 4. Osady na powierzchni wewnętrznej kanału króćca EGR silnika DURATORQ TDCi, FORD MONDEO MK4 143 PS dla stanu eksploatacyjnego wystąpienia kodu usterki (a), oraz zaworu fabrycznie nowego (b). Zestaw elementów przyłączeniowych do chłodnicy spalin (c)

friction wear of the engine friction pairs. The presence of zinc, calcium and phosphorus results from the degradation of the engine lubricant, including the oil additives. Besides, depressators as part of the biofuel conditioners contain ions of iron [3]. In the XRF spectrum of the deposits for the engine fueled with B10 greater intensity of the iron spectrum was observed. These contaminants results mainly from the processes of corrosion of steel elements whose structure is more prone to FAME related corrosion. We should note a relatively high intensity of the spectral bands of calcium and zinc, which indicates contamination with engine lubricant and a share of a spectral band confirming the presence of nickel. The effect that distorts the spectral analysis is the share of fractions coming from the oil emulsion directed from the engine breather system.

Upon taking the deposit off the inner walls of the EGR valve with chloroform the samples were analyzed in the infrared spectrum. Traces of fuel, engine oil and the products of their degradation were observed. The IR spectrum for the substances in the EGR zone for the vehicle fueled with diesel fuel is poorer – Figs. 6 and 7. In the beginning a comparative analysis was performed of the spectral bands characteristic of hydrocarbons i.e. wave number: 2850 cm^{-1}

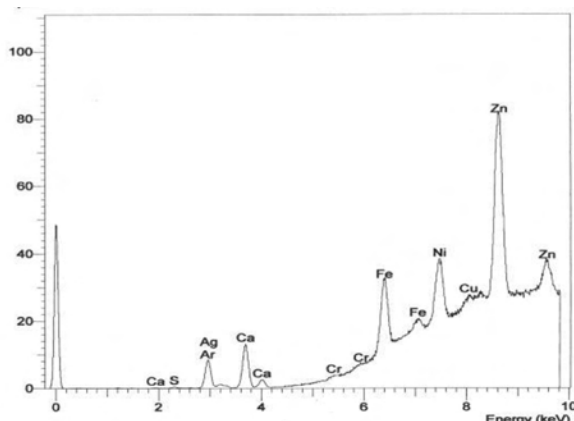


Fig. 5. The XRF spectrum for the deposits taken from the EGR valve zone of an engine fueled with Ekodiesel Ultra

Rys. 5. Widmo XRF dla osadów ze pobranych ze strefy zaworu EGR silnika zasilanego paliwem Ekodiesel Ultra

takich jak: żelazo, cynk, chrom, nikiel, miedź. Ponadto zwrócono uwagę na obecność takich pierwiastków jak wapń oraz fosfor i siarka. Żelazo pochodzi z procesów korozji lub też może być zanieczyszczeniem środowiskowym - natomiast chrom, nikiel i miedź świadczą o zużyciu ciernym elementów roboczych silnika. Obecność cynku, wapnia i fosforu wynika z degradacji oleju silnikowego, w tym również pakietu dodatków uszlachetniających. Ponadto depresatory jako składniki pakietu dodatków do biopaliw zawierają jony żelaza [3]. W widmie XRF osadów dla silnika samochodu zasilanego B10 zarejestrowano wyższą intensywność pasm żelaza. Zanieczyszczenia te wynikają głównie z procesów korozji elementów stalowych, których struktura jest bardziej podatna na działanie korozyjne FAME. Należy zauważyć, względnie wysoką intensywność pasm wapnia i cynku, co wskazuje na zanieczyszczenia olejem silnikowym oraz udział pasma świadczącego o występowaniu niklu. Efektem zakłócającym analizę widmową jest udział frakcji pochodzących z emulsji olejowej kierowanej z odmy silnika.

Po wymyciu chloroformem osadu z wewnętrznej powierzchni zaworu EGR poddano analizie próbki w widmie podczerwieni. Zaobserwowano zarówno pozostałość paliwa jak również oleju silnikowego oraz produkty ich degradacji. Widmo IR dla substancji wydzielonych w strefie EGR w przypadku samochodu zasilanego ON jest uboższe – rysunek 6 i 7. Na wstępie dokonano analizy porównawczej pasm

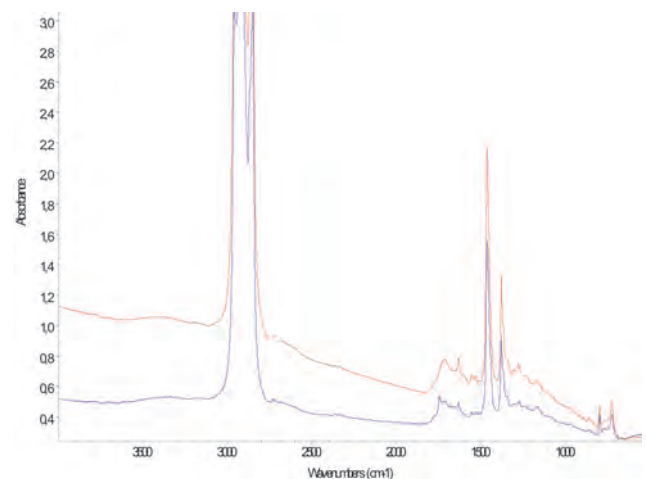


Fig. 6. IR spectrum (range $4000\text{ cm}^{-1} - 900\text{ cm}^{-1}$) of the soluble fraction of the deposit from the EGR valve zone in the engines fueled with the analyzed fuels – diesel oil (red) and B10 (blue).

Rys. 6. Widmo w podczerwieni (zakres $4000\text{ cm}^{-1} - 900\text{ cm}^{-1}$) części rozpuszczalnej osadu ze strefy zaworu EGR silników samochodów napędzanych badanymi paliwami ON (czerwony) i B10 (niebieski).

– 3000 cm^{-1} , 1464 cm^{-1} , 1377 cm^{-1} , 722 cm^{-1}) [10]. In both cases greater background intensification occurred, which indicates the presence of soot. Additionally, spectral bands are present of vibration typical of hydroxyl group bonds (approx. 3400 cm^{-1}) that may come from the adsorbed water and may be a derivative of the alcohol structure and carboxylic acids [10].

The most intense is the spectral band of approx. 1655 cm^{-1} in the diagnostic area of 2000 cm^{-1} – 1600 cm^{-1} confirming the occurrence of processes of oxidation of organic compounds to carbonyl and carboxyl structures. The effect of the influence of these compounds on the nitric oxides is most likely related to the presence of the hydrated salts of carboxylic acids. These substances may also come from the processes of oxidation and degradation of alkaline additives present in the engine lubricant.

The spectral band, approx. 1630 cm^{-1} comes from other compounds having C-O-NO₂ bonds created as a result of nitro oxidation of the components of the engine lubricant and fuel with nitric oxides. As for the case of substances identified in the deposits coming from the EGR systems of the engine fueled with B10 the spectrum is richer. We may observe an intense spectral band of 1747 cm^{-1} related to the presence of esters. We cannot unambiguously state whether these are undegraded FAME esters or the products of their degradation or di or trimerization.

For the purpose of identification of the deposits of the ester group the relations of the carbonyl groups C=O (aliphatic) are representative with the corresponding spectral band in the wave number of 1750-1735 cm^{-1} .

The presence of the ester structures is confirmed by the spectral bands in the „finger print” range (approx. 1240 cm^{-1} and 1160 cm^{-1}). The spectral band of approx. 1720 cm^{-1} comes from other carbonyl or carboxyl compounds while the spectral band of approx. 1633 cm^{-1} indicates the

charakterystycznych dla węglowodorów tj. zakres liczby falowej: 2850 cm^{-1} – 3000 cm^{-1} , 1464 cm^{-1} , 1377 cm^{-1} , 722 cm^{-1}) [10]. W obu przypadkach wystąpiło silniejsze podniesienie tła co wykazuje związek z obecnością sadzy. Dodatkowo obecne są pasma drgań typowe dla wiązań grup hydroksylowych (ok. 3400 cm^{-1}) mogące pochodzić od zasorbowanej wody jak również mogą stanowić pochodną struktur alkoholi i kwasów karboksylowych [10].

Najbardziej intensywne jest pasmo ok. 1655 cm^{-1} w obszarze diagnostycznym 2000 cm^{-1} – 1600 cm^{-1} świadczące o występowaniu procesów utleniania związków organicznych do struktur karbonylowych i karboksylowych. Efektem oddziaływaniem tych związków na tlenki azotu związane jest prawdopodobnie z obecnością uwodnionych soli kwasów karboksylowych. Substancje te mogą również pochodzić z procesów utleniania i degradacji dodatków zasadowych obecnych w oleju silnikowym.

Pasmo ok. 1630 cm^{-1} pochodzi od innych związków zawierających wiązania C-O-NO₂, powstałych w wyniku nitrooksydacji składników oleju silnikowego i paliwa tlenkami azotu. W przypadku substancji wydzielonej z osadu pochodzących z układu EGR silnika samochodu zasilanego B10 – widmo IR jest bogatsze. Obserwuje się intensywne pasmo 1747 cm^{-1} związane z obecnością estrów. Nie można jednoznacznie stwierdzić, czy są to niezdegradowane estry FAME, czy produkty ich degradacji lub di- i trimeryzacji.

Dla potrzeb identyfikacji osadów grupy estrowej reprezentatywne są relacje grup karbonylowych C=O (alifatyczne) z odpowiadającym im pasmem w obszarze liczby falowej 1750–1735 cm^{-1} .

Obecność struktur estrowych potwierdzają pasma w zakresie „finger print” (ok. 1240 cm^{-1} i 1160 cm^{-1}). Pasmo ok. 1720 cm^{-1} pochodzi od innych związków karbonylowych lub karboksylowych, natomiast pasmo ok. 1633 cm^{-1} wskazuje na obecność produktów oddziaływania tlenków azotu z produktami utlenienia paliwa. Słabe pasmo ok. 1735 cm^{-1} pochodzi od innych związków zawierających wiązania C=O, powstałych w wyniku utleniania składników oleju silnikowego i paliwa. Identyfikacja grupy kwasów karboksylowych jest zwykle problematyczna, gdyż rejestrowane są one w szerokim paśmie O-H (rozciągające), które nakłada się z pasmem C-H (rozciągające). Powodem występowania szerokiego pasma O-H w kwasach karboksylowych jest to, że często kwasy te występują w postaci dimerów połączonych wiązaniem wodorowym [10]. Absorpcja rozciągającego C-O pojawia się w zakresie 1300–1210 cm^{-1} , natomiast strefy zginające O-H występują w obszarze liczby falowej 1440–1395 cm^{-1} oraz 950–910 cm^{-1} .

6. Wnioski

1. Zasadniczy problem decyzji diagnostycznej występuje wraz z potrzebą rozpoznania złożonych przyczyn usterek analizowanego układu zapisanych w wykazie błędów.
2. Zaprezentowane etapy testów wraz z analizą zapisanych błędów układu ukierunkowują procedurę wnioskowania na podjęcie trafnej decyzji diagnostycznej.
3. Analizy widma fluorescencji rentgenowskiej z dyspersją energii w odniesieniu do wyznaczenia udziału pierwi-

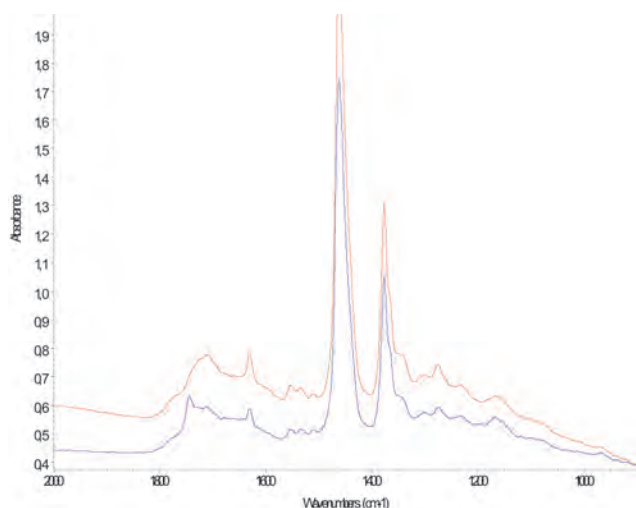


Fig. 7. IR spectrum (range 2000 cm^{-1} – 900 cm^{-1}) of the soluble fraction of the deposit from the EGR valve zone in the engines fueled with the analyzed fuels – diesel oil (red) and B10 (blue)

Rys. 7. Widmo w podczerwieni (zakres 2000 cm^{-1} – 900 cm^{-1}) części rozpuszczalnej osadu ze strefy zaworu EGR silników samochodów napędzanych badanymi paliwami ON (czerwony) i B10 (niebieski)

presence of the products of reactions between the nitric oxides and the products of fuel oxidation. A poor spectral band of approx. 1735 cm^{-1} comes from other compounds having the bonds C=O generated as a result of oxidation of the components of the engine oil and fuel. The identification of the group of carboxylic acids is usually problematic as they are recorded in a wide spectral band of O-H (extending) that overlap with the spectral band of C-H (extending). The reason for the occurrence of a wide spectral band of O-H in the carboxylic acids is the fact that these acids often appear in the form of dimers connected with a hydrogen bond [10]. The absorption of the extending C-O appear in the range of $1300\text{--}1210\text{ cm}^{-1}$, and the bending zones O-H appear in the area of the wave number of $1440\text{--}1395\text{ cm}^{-1}$ and $950\text{--}910\text{ cm}^{-1}$.

6. Conclusions

1. The fundamental problem of a diagnostic analysis appears in the need to explore complex phenomena of stored malfunctions of the analyzed system.
2. The presented stages of the tests together with the analysis of the stored error codes of the system lead to a correct diagnostic decision.
3. The spectral analyses of the X-ray fluorescence with energy dispersion in relation to the determination of the share of the chemical elements forming the deposit in the EGR valve zone as well as the recording of the IR spectrum made after the extraction of the sample have confirmed a share of organic compounds in the solid deposit.
4. The main sources of the deposit are FAME polymer groups coming from varied biofuel conditioners.
5. The presence of deposits leads to a blocking of the control elements of the exhaust gas flow through the EGR valve and, as a consequence occurrence of a DTC stored in the OBD system.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

B10	<i>mieszanina 10% (V/V) FAME i 90% (V/V) ON</i>
DPF	Diesel Particulate Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>recykulacja spalin</i>
FAME	Fatty Acid Methyl Esters/ <i>estry metylowe kwasów tłuszczowych</i>
MAF	Mass Airflow Sensor/ <i>masowy przepływomierz powietrza</i>
NO_x	Nitric Oxides/ <i>tlenki azotu</i>
ON	diesel fuel/ <i>olej napędowy</i>
PM	Particulate Matter/ <i>cząstki stałe</i>
X_{EGR}	exhaust recirculation rate/ <i>stopień recykulacji spalin</i>

Professor Bogusław Cieślowski, DSc., DEng.
– Faculty of Production Engineering and Energy
Production, Krakow University of Agriculture.

*Prof. dr hab. inż. Bogusław Cieślowski – UR
Kraków, Wydz. Inżynierii Produkcji i Energetyki.
e-mail: boguslaw.cieslikowski@ur.krakow.pl*



astków tworzących osad w strefie zaworu EGR jak również zapis widma spektroskopii w podczerwieni wykonany po ekstrakcji próbki wykazały udział związków organicznych w osadzie stałym.

4. Głównym źródłem osadu są grupy polimerów FAME pochodzące ze zróżnicowanych pakietów uszlachetniających stosowanych do produkcji biopaliw.
5. Zaleganie osadów prowadzi do zablokowania elementów sterujących przepustem spalin zaworu EGR i w konsekwencji do zaistnienia błędu zapisanego w systemie OBD.

Bibliography/Literatura

- [1] Bieniek A., Graba M., Lechowicz A.: Adaptive Control Of Exhaust Gas Recirculation at Nonroad Vehicle Diesel Engine, Journal of KONES 2011 vol. 18, No. 4, pp. 11.
- [2] Cieślowski B.: Monitorowanie układu EGR silnika TDI, Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe – Autobusy 10/2011 ISSN 1509–5878.
- [3] Cieślowski B.: Spectral analysis of deposits from a catalytic converter of Diesel engine. Kongres: Combustion Engines. Wyd. Silniki spalinowe. PTNSS 3/2011(146), 1–6.
- [4] Cieślowski B., Jakóbiec J.: Modyfikacja właściwości użytkowych biopaliw w aspekcie zagadnień eksploatacyjnych pojazdów rolniczych.. Inżynieria Rolnicza, Nr 19 (88), 2010.
- [5] Jung S. Ishida M., Yamamoto S., Ueki H., Sakaguchi D., Enhancement of NO_x - PM trade off a diesel engine adopting bio-ethanol and EGR. International Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 5 pp. 611–611. 2010.
- [6] Lejda K., 2000. Elimination of NO_x Emission In Diesel Engine by EGR Metod, Western Scientific Centre of Ukrainian Transport Academy, Logos 2000.
- [7] Merkisz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów. WKiŁ Warszawa, ISBN 978-83-206-1633-0, s 226–319, 2007.
- [8] PN-EN 14214: Paliwa do pojazdów samochodowych. Estry metylowe kwasów tłuszczowych (FAME) do silników o zapłonie samoczynnym (Diesla). Wymagania i metody.
- [9] Rokosz U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów WKiŁ Warszawa 2007.
- [10] Sadlej J.: Spektroskopia molekularna. Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa, 2002.
- [11] Yokomura H., Kohketsu S., Mori K., EGR Systems In a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine – Expansion of EGR Area with Venturi EGR System, Technical Review, 2003.
- [12] White Ch., Randall M.: Kody usterek. WKiŁ, ISBN 978-83-208-1591-3, s. 78–95, Warszawa 2008.
- [13] Wypis z norm: SAE J2012 i ISO 15 031-6.

Professor Janusz Jakóbiec, DSc., DEng. – Faculty
of Energy and Fuels, AGH University of Science
and Technology, Krakow.

*Prof. nadzw. dr hab. inż. Janusz Jakóbiec – AGH
Kraków, Wydział Energii i Paliw.
e-mail: jjakobie@agh.edu.pl*



The effect of the design and material parameters on the temperature gradient in lightweight valves in the valvetrains of combustion engines

Abstract: According to the current trend to reduce the valvetrain movable masses in combustion engines lightweight valves are used increasingly. They can be made of light alloys from the TiAl alloy group or of ceramic materials such as silicon nitride. They are often coated with additional protective layers to reduce the resistance of friction or the wear intensity. They may also be a hollow structure made of steel with internal reinforcing ribs. Compared to traditional full steel valves they are characterized by different temperature gradients when working in a valvetrain. As a result, their working change, particularly the intensity of the heat transfer and wear. The paper presents valve models developed with the FEM technique for several design and material configurations for lightweight intake and exhaust valves operating under conditions similar to those made of steel. Also the temperature gradients of the discussed valves have been included and compared to those of full steel valves.

Key words: combustion engine, valvetrain, lightweight valve, temperature gradient

Wpływ parametrów konstrukcyjnych i materiałowych na rozkład temperatury w lekkich zaworach rozrządu silników spalinowych

Streszczenie: Zgodnie z obecną tendencją do zmniejszania mas ruchomych rozrządu w silnikach spalinowych stosowane są lekkie zawory. Mogą być one wykonane z lekkich stopów z grupy TiAl lub z materiałów ceramicznych jak azotek krzemu. Często są powlekane dodatkowymi warstwami ochronnymi dla zmniejszenia oporów tarcia lub intensywności zużycia. Mogą to być też zawory stalowe drążone, z ewentualnym zastosowaniem wewnętrznych żeber wzmacniających. W stosunku do klasycznych pełnych zaworów stalowych odznaczają się one innym rozkładem temperatury podczas pracy w rozrządach. W efekcie zmieniają się ich warunki pracy, a zwłaszcza intensywność odbioru ciepła i zużywania. W artykule przedstawiono opracowane modele zaworu, wykonane przy użyciu MES, dla kilku konfiguracji konstrukcyjnych i materiałowych lekkich zaworów dolotowych i wylotowych, pracujących w zbliżonych warunkach jak pełne zawory stalowe. Zamieszczono też obliczone rozkłady temperatury i porównano je z przypadkiem pełnych zaworów stalowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, rozrząd silnika, lekki zawór, rozkład temperatury

1. Introduction

According to current trends aiming at a reduction of the movable masses in engine valvetrains lightweight valves are used increasingly in internal combustion engines. They can be made of light alloys of the TiAl group or ceramic materials such as silicon nitride. They are often coated with additional protective layers to reduce friction or wear intensity. They may also be a hollow structure made of steel with internal reinforcing ribs. Compared to classic full steel valves they are characterized by a different temperature gradient during operation in a valvetrain. As a result, their working conditions are variable, particularly the intensity of the heat transfer and wear. The aim of the present work is to calculate the temperature gradients in a lightweight valve for its several different design and material configurations and to compare such gradients to the gradients of a full steel valve of similar geometry.

2. Methods to reduce weight of valves in a valvetrain

In all valvetrain configurations, the reduction of movable masses, including valves, is a preferred solution. In fact, this results in a decrease in the motion resistance, the force required for the valvetrain drive and the fuel

1. Wprowadzenie

Zgodnie z obecną tendencją do zmniejszania mas ruchomych rozrządu w silnikach spalinowych stosowane są lekkie zawory. Mogą być one wykonane z lekkich stopów z grupy TiAl lub z materiałów ceramicznych jak azotek krzemu. Często są powlekane dodatkowymi warstwami ochronnymi dla zmniejszenia oporów tarcia lub intensywności zużycia. Mogą to być też zawory stalowe drążone, z ewentualnym zastosowaniem wewnętrznych żeber wzmacniających. W stosunku do klasycznych pełnych zaworów stalowych odznaczają się one innym rozkładem temperatury podczas pracy w rozrządach. W efekcie zmieniają się ich warunki pracy, a zwłaszcza intensywność odbioru ciepła i zużywania. Celem obecnej pracy jest obliczenie rozkładów temperatury w lekkim zaworze, dla jego kilku różnych konfiguracji konstrukcyjnych i materiałowych oraz porównanie tych rozkładów z występującymi w pełnym zaworze stalowym o zbliżonej geometrii.

2. Sposoby zmniejszania masy zaworów rozrządu

We wszystkich konfiguracjach rozrządu zmniejszenie mas ruchomych, w tym zaworów jest korzystne. Skutkuje to bowiem zmniejszeniem oporów ruchu, wymaganej mocy napędu rozrządu i zużycia paliwa. Silnik może pracować

consumption. The engine can operate faster, transfer more of the load and be more efficient. Valves with a reduced diameter of their stems are very often used, which results in a reduction of their weight by 8–10 % compared to standard valves. Using lighter valves reduces the stress in the springs, cups, rockers, tappets and timing cams. A weight reduction of the intake valves is more effective than that of the exhaust ones for obtaining higher engine speeds. Because of larger diameters of their heads, intake valves are heavier than the exhaust ones. Further valve weight reduction can be achieved by drilling them and/or manufacturing them from lightweight materials. The use of light valve allows an application of weaker springs of lower weight. The product of the negative acceleration and of the sum of the valve mass and the partial mass of the spring allows estimating the spring force. Weight reduction of the valve by 40 % allows a reduction in the spring stiffness by approximately 30 % [1].

To conclude, lightweight valves may come as hollow, made of steel, TiAl alloy or ceramic.

3. Drilled valves

As has been mentioned above, one way to reduce the valve weight is the use of their drilled version. Valve stems are drilled and micro-polished. Such drilling can be performed at 2/3 of the upper part of the stem where the stiffness is one order of magnitude lower than in the zone just above the valve head. After drilling a hardened tip is welded at the top of the stem. As a result we obtain a valve lighter up to 20 %. The use of drilled valves replacing the traditional ones can increase the engine speed range of 300–350 rpm without the need to modify the valvetrain [2].

Micropolishing reduces the risk of the occurrence of indentations on the inner surface of the stem [3].

Drilling reduces the strength; hence the valves must be built from stronger alloys. The durability of drilled valves used in naturally aspirated engines is comparable to that of the undrilled ones. However, they are most often used in supercharged, turbocharged and natural gas fueled engines due to the increased amount of heat generated by the said configurations. Engines of greater thermal loads use drilled valves filled with sodium, particularly the exhaust ones. Liquid molten sodium allows a heat transfer from the valve head to its stem during the valve motion. The valve transfers up to 25 percent more heat through its stem as compared to the one having an undrilled stem. This allows the valve head to operate under heavier heat load [2].

Empty drilled valves are approximately 10% lighter than those filled with sodium [3].

Mahle Ventiltrib has developed a drilled valve, filled with sodium, made of N06601 alloy containing 60 % Ni, which is 30–50 % lighter than a conventional valve. It can operate in temperatures up to 1230 K. The valve components have been made of steel of the thickness of 0.8–1.8 mm and welded by laser [4].

Drilled valves can also be made of titanium alloys [3]. Drilled steel valves have chrome-plated stems and seats with a hardness of 42 HRC [3].

szybciej, wymieniać większą ilość ładunku i mieć większą moc efektywną. Często są wykorzystywane zawory o zmniejszonej średnicy trzonków, co owocuje zmniejszeniem ich masy o 8–10 % w porównaniu do standardowych zaworów [1]. Stosując lżejsze zawory uzyskuje się mniejsze naprężenia w sprężynach, miseczkach, dźwignkach, popychaczach i krzywkach rozrządu. Zmniejszenie masy zaworów dolotowych jest efektywniejsze niż wylotowych, pod kątem uzyskiwania większych prędkości silnika. Posiadając, bowiem większe średnice grzybków, zawory dolotowe są cięższe od wylotowych. Dalsze zmniejszenie masy zaworów można osiągnąć przez zastosowanie drążenia zaworów lub/i lekkich materiałów. Zastosowanie lekkich zaworów umożliwia wykorzystywanie słabszych sprężyn o mniejszej masie. Iloczyn ujemnego przyspieszenia oraz masy zaworu i części masy sprężyny umożliwia oszacowanie siły sprężyny. Zmniejszenie masy zaworu o 40 % umożliwia zmniejszenie sztywności sprężyn o około 30 % [1].

Lekkie zawory mogą występować, jako stalowe drążone, ze stopów TiAl lub jako ceramiczne.

3. Zawory drążone

Jednym ze sposobów zmniejszenia masy zaworów jest stosowanie konstrukcji drążonej. W tych rozwiązaniach trzonki zaworów są drążone i mikropolerowane. Takie drążenie jest wykonywane w 2/3 górnej części trzonka, gdzie sztywność jest o rząd mniejsza niż w obszarze tuż nad grzybkami zaworu. Po przewierceniu, na górze trzonka jest wstawiana utwardzona końcówka. W rezultacie, uzyskuje się zawór o 20 % lżejszy, niż w przypadku z pełnym trzonkiem. Zastosowanie drążonych zaworów w miejsce pełnych umożliwia zwiększenia zakresu prędkości silnika o 300–350 obr/min, bez konieczności modyfikowania rozrządu [2].

Mikropolerowanie zmniejsza ryzyko występowania korbów na wewnętrznej powierzchni trzonka [3].

Wiercenie powoduje zmniejszenie wytrzymałości, dlatego na zawory powinny być stosowane nieco mocniejsze stopy. Trwałość zaworów drążonych, stosowanych w silnikach wolnossących nie jest pogorszona w stosunku do trwałości zaworów pełnych. Nie są one jednak stosowane w silnikach doładowanych, turbodoładowanych i zasilanych gazem ziemnym, z powodu zwiększonej ilości generowanego w tych silnikach ciepła. W bardziej obciążonych cieplnie silnikach są stosowane drążone zawory, wypełnione sodem, zwłaszcza, jako wylotowe. Ciekły stopiony sód umożliwia w czasie ruchu zaworu przenoszenie ciepła z grzybka zaworu do jego trzonka. Taki zawór przenosi o 25 procent więcej ciepła przez trzonek niż zawór z pełnym trzonkiem. Umożliwia to pracę zaworu przy większych obciążeniach cieplnych grzybka zaworu [2].

Puste zawory drążone są około 10% lżejsze niż wypełnione sodem [3].

Firma Mahle Ventiltrib opracowała drążony zawór, wypełniany sodem, wykonany ze stopu N06601 zawierającego 60 % Ni, lżejszy o 30–50 % od zaworów konwencjonalnych. Może on pracować w temperaturze do 1230 K. Komponenty zaworu wykonane z blachy o grubości 0,8–1,8 mm, były spawane laserowo [4].

Drilled titanium valves are available with drilled stems only or as a combination of drilled stems and heads. The use of drilled-stem valves only reduces the valve weight by approximately 10 per cent and a drilling of the valve head provides an additional 0.6–0.8 g reduction depending on the valve size. The inner part of the valve head can be strengthened by ribs to ensure adequate strength and stiffness [5].

4. Valves made of TiAl alloys

Currently, there are several methods in the production of titanium valves. One of them is powder metallurgy. Powder metallurgy allows a production of titanium rods for hot forging. Titanium exhaust valves are also made by casting and rolling of the $Ti_6Al_2Sn_4Zr_2MoSi$ alloy. To increase the wear resistance of these valves the plasma carburizing is used [6].

Many titanium valves are produced by the initial forging and machining until the final shape is obtained. Some design forms are made as two partially treated segments joined together by friction welding, and then machined until the final shape is obtained [5].

To obtain a hard cup on the valve stem three methods are currently used: hardened steel cap, cap with a ceramic coating, thin film coating by the PVD technology [5].

Since titanium is relatively soft, hardened caps are usually used. For the valve stem diameters lower than 7 mm hard coated stems are used in order to avoid friction between the cap and the tip of the valve stem [5].

In the case of titanium valves with a Stellite friction-welded end it can be planned only to the 0.015–0.020 mm [5].

5. Ceramic valves

When ceramic valves are used instead of steel ones the valve weight reduction reaches up to 56 % and the reduction of the valve spring load up to 20 % [6].

Ceramic silicon nitride valves have been extensively investigated for applications in both light and heavy-duty engines. In light duty engines we can see an improvement in the fuel economy, the reduction of emissions and engine noise. In heavy-duty engines, a serious problem is durability and reliability due to a much longer service time and greater power outputs in comparison to light duty engines. Ceramic valves are made of brittle material that may fail due to a defect. Therefore, durability of ceramic valves cannot be accurately predicted using a theory based on limited statistical research of material properties. To evaluate the durability a non-destructive identification methods can be used (NDE) [7].

The region of the greatest load of the valve is in its thin subsurface layer. In this region, internal defects may occur such as porosity and voids and external damage remaining after mechanical treatment [8]. Ceramic valves can be diamond grinded [8].

6. Computational model

The schematics of a valve mating with the seat insert and the guide, with marked surfaces of heat transfer has been shown in Fig. 1.

Zawory drążone mogą być także wykonywane ze stopów tytanu [3]. Stalowe drążone zawory mają chromowane trzonki i przylgnie o twardości do 42 HRC [3].

Drążone zawory tytanowe są dostępne, albo jedynie z drążonymi trzonkami albo będące kombinacją drążonych trzonków i grzybków. Zastosowanie jedynie pustych trzonków zmniejsza masę zaworu o około 10 %, a wydrążenie grzybków o dodatkowe 3–5 %, w zależności od wielkości zaworu. Wnętrze grzybka zaworu może zostać wzmocnione, na przykład żebrami, dla zapewnienia odpowiedniej wytrzymałości i sztywności [5].

4. Zawory ze stopów TiAl

Obecnie stosowanych jest kilka metod wykonania zaworów tytanowych. Jedną z nich jest metalurgia proszków. Metalurgia proszków pozwala produkować tytanowe pręty do kucia na gorąco. Inne tytanowe zawory wylotowe powstają poprzez odlewanie i walcowanie stopu $Ti_6Al_2Sn_4Zr_2MoSi$. Dla zwiększenia odporności na zużywanie tych zaworów, stosuje się ich plazmowe nawęglanie [6].

Wiele zaworów tytanowych jest wytwarzanych poprzez początkowe kucie, a następnie obróbkę skrawaniem na ostateczny kształt. Niektóre konstrukcje są wykonywane, jako dwa częściowo obrobione segmenty, łączone ze sobą poprzez spawanie tarciove, a następnie obrabiane skrawaniem na ostateczny kształt [5].

Dla zapewnienia twardych końcówek trzonków zaworu wykorzystywane są obecnie trzy sposoby: nasadki ze stali hartowanej, nasadki z pokryciem ceramicznym, cienkowarstwowe pokrycie technologią PVD [5].

Ponieważ tytan jest stosunkowo miękki, wykorzystuje się zazwyczaj utwardzone nasadki. Dla średnic trzonków zaworów mniejszych niż 7 mm, jest wykorzystywane twarde powlekanie końcówki trzonka, dla uniknięcia oddziaływań tarciowych w styku nasadka-końcówka trzonka zaworu [5].

W przypadku zaworów tytanowych z przyspawaną tarciowo końcówką Stellite, może być ona szlifowana podczas naprawy, ale maksymalnie do 0,015–0,020 mm [5].

5. Zawory ceramiczne

W przypadku zastosowania zaworów ceramicznych występuje zredukowanie masy o 56 % w stosunku do zaworów stalowych oraz zmniejszenie obciążenia sprężyn zaworów do 20 % [6].

Ceramiczne zawory z azotku krzemu były intensywnie badane zarówno do zastosowań w lekko i wysokoobciążonych silnikach samochodowych. W lekko obciążonych silnikach występowało zmniejszenie zużycia paliwa, zmniejszenie emisji toksycznych składników spalin i hałasu silnika. W silnikach wysoko obciążonych poważnym problemem jest trwałość i niezawodność, z uwagi na znacznie dłuższy czas eksploatacji i większe moce, w porównaniu do silników lekko obciążonych. Zawory ceramiczne są wykonane z kruchego materiału, który może ulec uszkodzeniu z powodu jednej skazy. Dlatego trwałości ceramicznych zaworów nie można dokładnie przewidzieć, korzystając z teorii, opartych na ograniczonych danych statystycznych własności materiałowych. Do oceny trwałości można wykorzystać nieinwazyjne metody identyfikacyjne (NDE) [7].

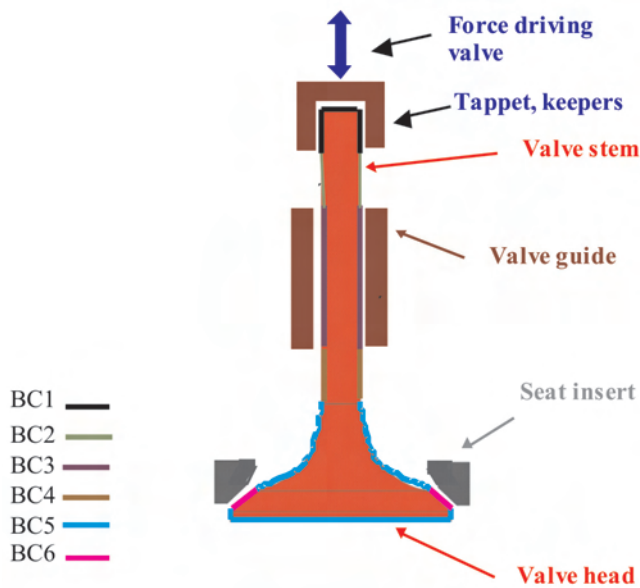


Fig. 1. Schematics of a valve with its seat insert and its guide; BC1 – the surfaces of heat transfer by conduction: between the tappet and the tip surface of the valve stem and between the keepers and the stem, BC2 – the surface of heat transfer by convection between the stem and the surrounding fluid, BC3 – the surface of heat transfer: partly by convection between the stem and the fluid in the gap between the stem and the guide and partly by conduction between the stem and the guide, BC4 – the surface of heat transfer by convection between the valve and the surrounding fluid, BC5 – the surfaces of heat transfer by convection between the valve and the surrounding fluid, BC6 – the surface of heat transfer periodically: by conduction between the seats of the valve head and of the seat insert and by convection between the valve seat and the surrounding fluid

Rys. 1. Schemat napędzanego zaworu z gniazdem i prowadnicą; BC1 – powierzchnie wymiany ciepła przez przewodzenie: między popychaczem i czołową powierzchnią trzonka zaworu oraz między klinami i trzonkiem zaworu, BC2 - powierzchnia wymiany ciepła przez konwekcję między trzonkiem zaworu i otaczającym płynem, BC3 – powierzchnia wymiany ciepła: częściowo przez konwekcję między trzonkiem zaworu i płynem w szczelinie między trzonkiem zaworu i prowadnicą oraz częściowo przez przewodzenie między trzonkiem i prowadnicą, BC4 – powierzchnie wymiany ciepła przez konwekcję między zaworem i otaczającym płynem, BC5 – powierzchnie wymiany ciepła przez konwekcję między zaworem i otaczającym płynem, BC6 – powierzchnia wymiany ciepła między przylgami zaworu i gniazda okresowo przez przewodzenie i okresowo przez konwekcję między przylgami zaworu i otaczającym płynem

Power Q of transferred heat has been calculated from equation [1]

$$Q = \left[\tau^{-1} \int_0^\tau \alpha(t) dt \right] A_f \left(\left(\int_0^\tau \alpha(t) dt \right)^{-1} \int_0^\tau \alpha(t) T_{FLUID}(t) dt - T_{WALL} \right) \quad (1)$$

Rejon największego obciążenia zaworu znajduje się w cienkiej warstwie podpowierzchniowej. W tym rejonie mogą występować wewnętrzne wady, takie jak porowatość i puste przestrzenie, oraz zewnętrzne uszkodzenia poobróbkowe [8]. Zawory ceramiczne można szlifować diamentem [8].

6. Model obliczeniowy

Na rys. 1 pokazano schemat zaworu współpracującego z gniazdem i prowadnicą; z zaznaczonymi powierzchniami wymiany ciepła.

Table 1. The values of the heat transfer coefficient, partly based on [9]

Tabela 1. Wartości współczynników przejmowania ciepła, częściowo w oparciu o [9]

Boundary conditions/ warunki brzegowe		Time period/ okres	
		0–0.019 s (contact valve-seat insert/ styk zawór – gniazdo)	0.019–0.029 s (separation valve – seat insert/ rozdzielenie zawór – gniazdo)
BC1	Ambient temperature/ temperatura otoczenia [K]	403	403
	A [W/m ² K]	1500	1500
BC2	Ambient temperature/ temperatura otoczenia [K]	Linear gradient 403–473	Linear gradient 403–473
	A [W/m ² K]	Gradient	Gradient
BC3	Ambient temperature/ temperatura otoczenia [K]	473	473
	A [W/m ² K]	1000	1000
BC4	Ambient temperature/ temperatura otoczenia [K]	Linear gradient 473–573	Linear gradient 473–573
	A [W/m ² K]	Gradient	Gradient
BC5 [9]	Ambient temperature/ temperatura otoczenia [K]	573	873
	A [W/m ² K]	250	400
BC6 [9]	Ambient temperature/ temperatura otoczenia [K]	573	873
	A [W/m ² K]	15000	400

where: A_f – heat transfer area [m²], τ – time [s], T_{FLUID} – the temperature of the surrounding fluid [K], T_{WALL} – the wall temperature [K].

Table 1 shows the values of the coefficients of heat transfer.

Table 2. The material parameters used in the model valve [12]

Tabela 2. Parametry materiałowe stref wykorzystanych w modelu zaworu [12]

Material/ material	Density/ gęstość	Specific heat/ ciepło właściwe	Thermal conductivity/ przewodność cieplna
	[kg/m ³]	[J/kgK]	[W/m ² K]
Steel	7800	460	58
TiAl	4500	523	22.4
Si3N4	3200	650	27
Air	1.1	1005	0.025

Values for coefficient of heat transfer α from the walls of the valve in the transition zones BC2 and BC4 have been calculated from equation [10]:

$$\alpha = 127.93 \cdot D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot w^{0.8} \cdot T_{FLUID}^{-0.53} \quad (2)$$

where: D – characteristic diameter [m], p – the pressure of the surrounding fluid [bar], w – mean velocity of the valve [m/s], T_{FLUID} – temperature of the surrounding fluid.

The finite element mesh and the boundary conditions have been shown in Fig. 2. Computations have been made in the axisymmetric model. The finite element PLANE55 [11] of four nodes has been used in the model and its degrees of freedom have been nodal values of the temperature. The finite element mesh has been generated by a commercial computer program ANSYS [11]. As the boundary conditions the values of the heat transfer coefficient have been introduced to the outer surface of the

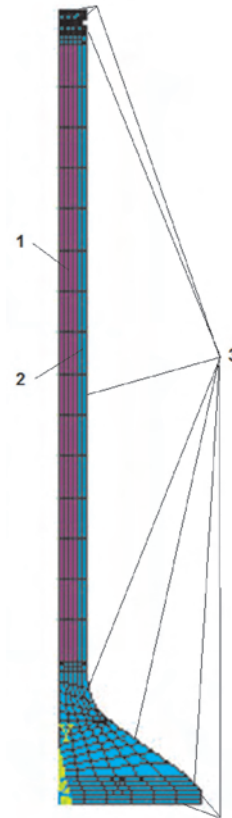


Fig. 2. The finite element mesh and the boundary conditions in the model of the lightweight valve; 1 – air, 2 – valve material, 3 – heat transfer coefficients on the surfaces of the valve depending on the temperature of the surrounding fluid (according to Table 1)

Rys. 2. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe w modelu lekkiego zaworu; 1 – powietrze, 2 – materiał zaworu, 3 – współczynniki przyjmowania ciepła na powierzchniach zaworu w zależności od temperatury otaczającego płynu (zgodnie z tabelą 1)

Moc Q przyjmowanego ciepła obliczano z wzoru (1) [1], gdzie: A_f – powierzchnia wymiany ciepła [m²], τ – czas [s],

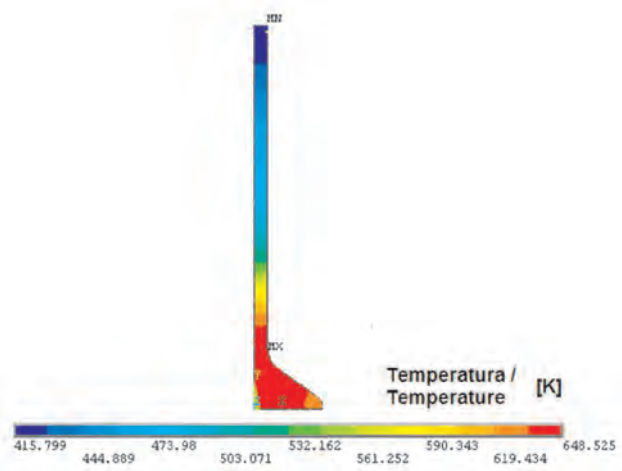


Fig. 3. The temperature distribution in a full valve made of steel
Rys. 3. Rozkład temperatury w pełnym zaworze stalowym

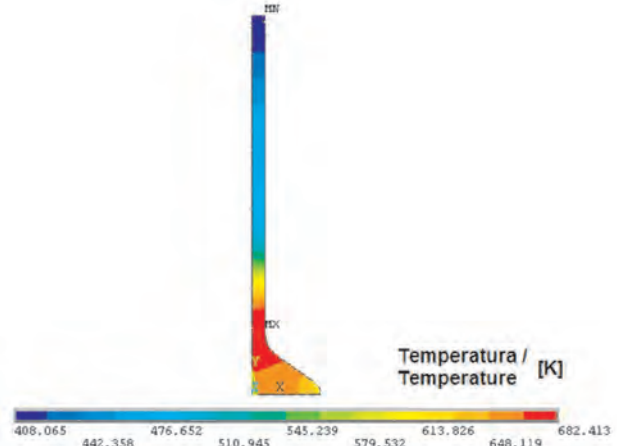


Fig. 4. The temperature distribution in a full valve made of the TiAl alloy
Rys. 4. Rozkład temperatury w pełnym zaworze ze stopu TiAl

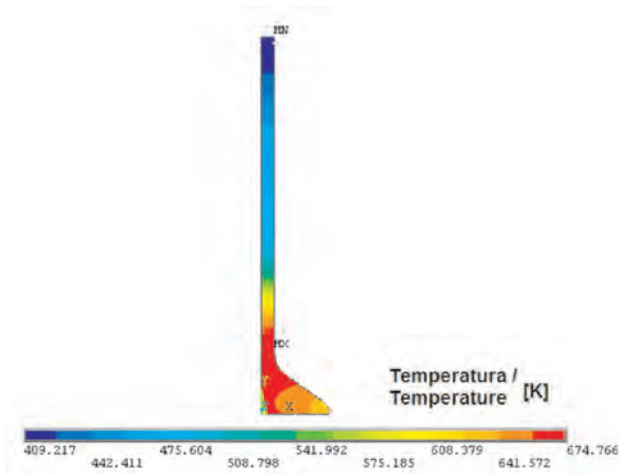


Fig. 5. The temperature distribution in a full valve made of Si_3N_4
 Rys. 5. Rozkład temperatury w pełnym zaworze z Si_3N_4

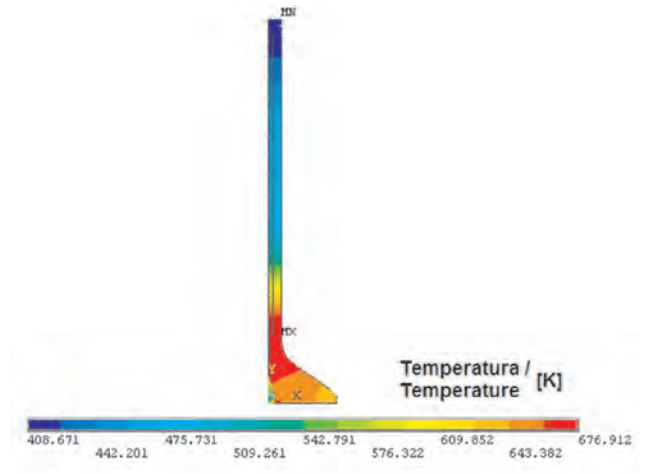


Fig. 6. The temperature distribution in a drilled valve with the bore diameter of 2 mm
 Rys. 6. Rozkład temperatury w zaworze drążonym o średnicy otworu 2 mm

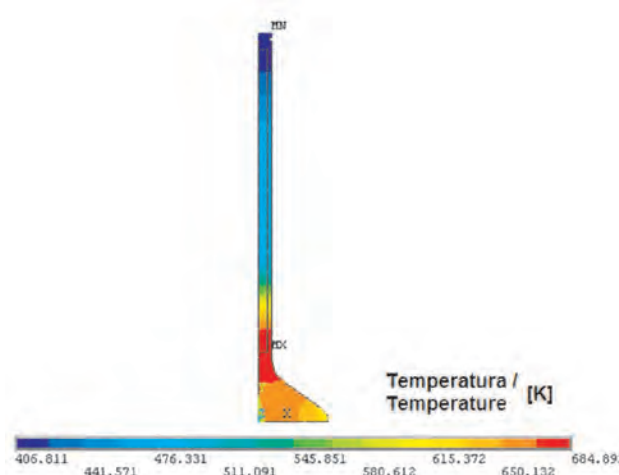


Fig. 7. The temperature distribution in a drilled valve with the bore diameter of 4 mm
 Rys. 7. Rozkład temperatury w zaworze drążonym o średnicy 4 mm

valve. The values have been calculated for the temperature of the surrounding fluid, as shown in Table 1.

The material parameters used in the model have been shown in Table 2.

7. The results of the research

The calculated values of the temperature distribution in a full valve have been shown in Figure 3 – for a valve made of steel, Figure 4 – for a valve made of the TiAl alloy and Figure 5 – for a valve made of Si_3N_4 . The highest values of temperature were obtained for valves made of the TiAl alloy. They are 5 % lower than in the case of a steel valve. The values of temperature obtained for the valve made of Si_3N_4 are greater by only 4 % than in the case of the steel one.

Figures 6 and 7 show the calculated temperature distribution for a drilled valve made of Si_3N_4 with a bore of the diameter of 2 and 4 mm respectively. Increasing the bore diameter resulted in a non-linear increase of the values for the valve temperature. Such an increase was not great – of the order of 1.5 % times the temperature values obtained for the full valve.

T_{FLUID} – temperatura otaczającego płynu [K], T_{WALL} – temperatura ścianki [K].

W tabeli 1 podano wartości współczynników przejmowania ciepła.

Wartości współczynników α przejmowania ciepła od ścianek zaworu w strefach przejściowych BC2 i BC4 obliczano ze wzoru (2) [10],

gdzie: D – średnica charakterystyczna [m], p – ciśnienie otaczającego płynu [bar], w – średnia prędkość zaworu [m/s], T_{FLUID} – temperatura otaczającego płynu.

Siatkę elementów skończonych i warunki brzegowe pokazano na rysunku 2. Obliczenia wykonano w modelu osiowoosymetrycznym. Do modelowania użyto czterowęzłowego elementu skończonego PLANE55 [11], którego stopniami swobody były węzłowe wartości temperatury. Siatka elementów skończonych została wygenerowana przez komercyjny program obliczeniowy ANSYS [11]. Jako warunki brzegowe wprowadzono współczynniki przejmowania ciepła z powierzchni zewnętrznej zaworu obliczane dla temperatury otaczającego płynu, zgodnie z tabelą 1.

Parametry materiałowe użyte w modelu przedstawiono w tabeli 2.

7. Wyniki badań

Obliczony rozkład wartości temperatury w pełnym zaworze pokazano na rysunku 3 – dla zaworu stalowego, na rysunku 4 – dla wykonanego ze stopu TiAl oraz na rysunku 5 – dla wykonanego z Si_3N_4 . Największe wartości temperatury uzyskano dla zaworu wykonanego ze stopu TiAl. Były one o 5 % większe niż w przypadku zaworu stalowego. Wartości uzyskane dla zaworu z Si_3N_4 były większe tylko o 4 % niż w przypadku zaworu stalowego.

Na rysunkach 6 i 7 pokazano obliczone rozkłady temperatury dla drążonego zaworu z Si_3N_4 , o średnicy otworu 2 i 4 mm. Zwiększenie średnicy otworu powoduje nieliniowy wzrost wartości temperatury zaworu. Wzrost ten nie jest duży, rzędu 1,5 % wartości temperatury uzyskanych dla zaworu pełnego.

8. Summary

The calculated values of temperature distribution in the case of full lightweight valves are only a few percent greater than in the case of steel valves with the same geometry and subjected to the same thermal load. Valve drilling causes only a slight increase in the valve temperature values as compared to a full valve.

8. Podsumowanie

Obliczone wartości temperatury w lekkich pełnych zaworach są tylko o kilka procent większe, niż w zaworze stalowym o takiej samej geometrii i poddanego takim samym wymuszeniom cieplnym. Drażnienie zaworów powoduje jedynie niewielki wzrost wartości temperatury w zaworze, w porównaniu z zaworem pełnym.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

BC1, .. , BC6 heat transfer zone (boundary conditions)/strefa wymiany ciepła (warunki brzegowe)
power of transferred heat/moc wymienianego ciepła
 A_f area of transferred heat/powierzchnia wymiany ciepła
 τ time/czas
 α heat transfer coefficient/współczynnik przejmowania ciepła

T_{FLUID} temperature of the surrounding fluid/temperatura otaczającego płynu
 T_{WALL} temperature of the wall/temperatura ścianki
 D characteristic diameter/średnica charakterystyczna
 p pressure of the surrounding fluid/ciśnienie otaczającego płynu
 w mean valve velocity/średnia prędkość zaworu

Bibliography/Literatura

- [1] Siczek K.: Badania i modelowanie zjawisk tribologicznych zachodzących w układzie prowadnica – lekki zawór – gniazdo w rozrządach silników spalinowych, rozprawa habilitacyjna, Politechnika Łódzka, Łódź, 2012 (in Polish).
- [2] Kaufman D.: Engine Builder Magazine, 11/25/2008, http://www.underhoodservice.com/Article/40385/tech_feature_understanding_valve_design_and_alloys.aspx.
- [3] <http://www.precisionenginetech.com/tech-explained/2009/06/02/valve-materials-and-designs-part-2/>
- [4] Abele M.: A lightweight valve made from a nickel alloy, Nickel magazine, March, 2004, http://www.nickelinstitute.org/index.cfm/ci_id/12774/la_id/1/document/1/re_id/0.
- [5] <http://www.precisionenginetech.com/tech-explained/2009/06/02/valve-materials-and-designs-part-1/>
- [6] Hiroshi Yamagata: The science and technology of materials in automotive engines, Woodhead Publishing Ltd, Cambridge England 2005.
- [7] <http://www.sbintl.com/valveseatinserts.html>
- [8] Sun J.G., Zhang J.M., Andrews M.J., Trethewey J.S., Philips N.S.L., Jensen J.A.: Evaluation of Silicon-Nitride Ceramic Valves, International Journal of Applied Ceramic Technology, 5 (2), 2008, pp. 164-180.
- [9] Wiśniewski T.S., Banaszek J., Furmański P., Rebow M.: Influence of boundary conditions on temperature distribution in valve seat of IC engine by FEM analysis, Journal of KONES, Bielsko – Biała, 1997, pp. 463-468.
- [10] Merker G.P., Schwarz C., Stiesch G., Otto F.: Simulation Combustion. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development, Springer, Berlin, 2006.
- [11] ANSYS help documentation
- [12] pl.wikipedia.org

Krzysztof Siczek, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Technical University of Lodz.

Dr inż. Krzysztof Siczek – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej.
e-mail: krzysztof.siczek@p.lodz.pl



An overview of particulate matter emissions from modern light duty vehicles

This paper presents a comparison of particle mass and number emissions from different types of vehicles with spark-ignition (SI) engines, with MPI and DI fuelling systems and compression-ignition (CI) engines with DI fuelling system with/without Diesel particles filters (DPF). The methodology of particulate mass and particle number emissions measurement with a full flow dilution tunnel for LDD engines and particulate sampling system is described. The results of measurements performed according to Euro 5/Euro 6 requirements for PC and LDV vehicles are presented, as performed on the chassis dynamometer in the Exhaust Emission Laboratory of BOSMAL Automotive Research and Development Institute (in Bielsko-Biala), Poland.

Key words: engine, particulate matter emission, vehicle

O emisji cząstek stałych z nowoczesnych samochodowych silników spalinowych

W artykule przedstawiono porównanie emisji cząstek stałych (masy i liczby) z różnych samochodów z silnikami o zapłonie iskrowym (ZI) z wielopunktowym (MPI) i bezpośrednim wtryskiem paliwa (DI), jak również z silnikami o zapłonie samoczynnym (ZS) z bezpośrednim wtryskiem paliwa oraz bez/z filtrem cząstek stałych (DPF). Opisano metodykę pomiaru masy i liczby cząstek stałych z wykorzystaniem pełnoprzepływowego tunelu rozcieńczającego dla samochodów z silnikami diesla i układu pobierania próbki spalin. W artykule przedstawiono wyniki pomiarów wykonanych na hamowni podwozowej w Laboratorium Badania Emisji Spalin w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL, zgodnie z wymaganiami przepisów Euro 5/Euro 6 dla samochodów osobowych i lekkich samochodów użytkowych.

Słowa kluczowe: silnik, emisja cząstek stałych, pojazd

1. Introduction

Internal combustion engines (ICE) have been, are and will be the main solution for transportation for the foreseeable future, however, the ICE concept has certain key existential challenges to overcome [1, 2]. Concern over the impact of vehicles on air quality remains high. Emissions of particulate matter are coming under increasing scrutiny as a form of pollution with wide-ranging negative impacts ranging from asthma to climate forcing. While the study of particles in vehicular exhaust has traditionally focused on mass-based quantification of emissions from compression ignition engines, there is now a growing awareness that other engine types (direct injection, port fuel injection) and other metrics and quantification methods (particle number, particle size distribution, particle surface area) are all worthy areas of investigation. In comparison to gaseous emissions, particle emissions still present multiple open questions and large domains of investigation [1, 3–5]. There are also considerable practical difficulties involved in investigating solid nanoparticle emissions from engines. Despite this, modern aftertreatment systems for reducing emissions of particulate matter have proven effective, although there remains much room for improvement.

As a consequence of more stringent exhaust emissions regulations in the USA, Europe, Japan and other industrialised countries, an effort to determine the cause of emissions and the development of new technologies for the reduction of emission levels from internal combustion engines have become a matter of prime importance. Compression ignition

(CI) engines have become an increasingly common feature of light-duty vehicles over the past few decades and engines with direct injection of petrol are used to power vehicles more and more frequently. Hence, the main problem to be solved is emission of particulate matter and nitrogen oxides.

Particulate matter emissions regulations are tightening in Europe and the US due to the environmental and health effects attributed to these emissions. The progress of the European emission regulation in limiting particle mass (PM) and number (PN) is shown in Fig. 1. Passenger cars (PC) and light commercial vehicles (LCV) are one of the most important sources of particle emissions, and their mass based PM emissions have been restricted in the EU since 1992. From the Euro 1 standard to the Euro 5 standard, the gravimetric PM limit was reduced > 95 %, to a point where accurate quantification became difficult, as the legislative limit approached the detection limit for the specified method. Toxicological studies have revealed that health effects are more closely related to particle number and surface area than mass. As a result of these two factors, a particle number limit was introduced in Euro 5b legislation [6] for CI engines. This emissions limit represents a significant departure from previous requirements, as the measurement technique is fundamentally different from the methods employed to quantify gaseous and PM mass-based emissions.

In addition to legislative requirements, particle counting systems are essential pieces of equipment for assessing the performance of PM aftertreatment systems (Diesel particulate filters, DPFs) for research and development work,

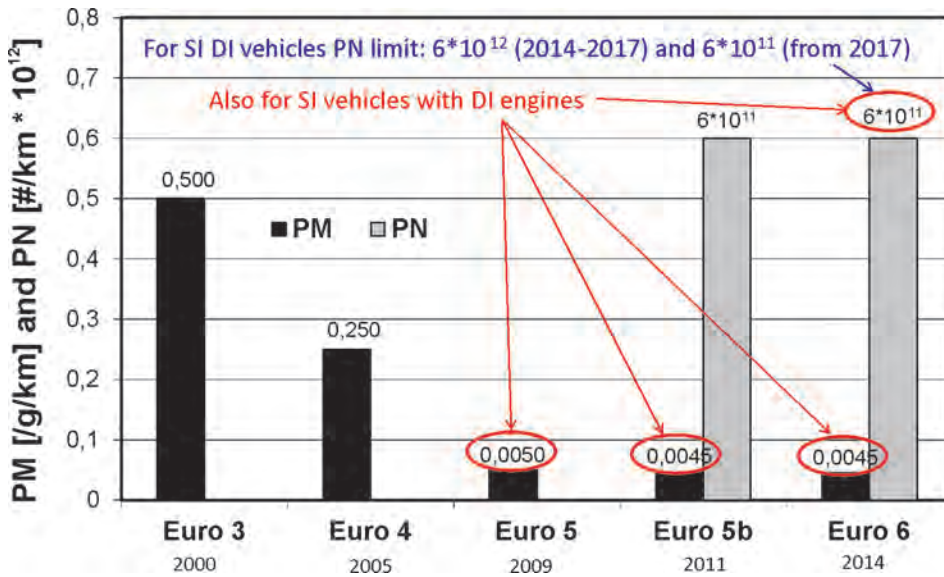


Fig. 1. PM and PN emission limits for passenger cars with CI engines (and for PC cars with SI DI engines) in EU countries

as the gravimetric PM technique is insufficiently sensitive to distinguish between DPF-filtered PM emissions in most cases [7]. The gravimetric PM limit and the PN limit are not equivalent [8], the PN limit being considerably more strin-

gent, thereby making particle counting the critical research metric for CI engines and aftertreatment systems.

Gravimetric and number-based emissions results are powerful tools for investigating engines, fuels, aftertreatment systems, particularly (but not exclusively) for Diesel engines and fuels and direct injection petrol engines. PM and PN results can be used to compare fuels [9–12], both in terms of legislative emissions limits, as well as meritocratically, whereby a direct comparison is made between different fuels or fuel blends. Interest in biofuels is increasing and since such fuels generally differ chemically and physically from fossil fuels, PM and PN measurements form an important part of the armoury of tests that can be used to assess the environmental performance of biofuels and biofuel blends. It is tempting

to compare fuels [9–12], both in terms of legislative emissions limits, as well as meritocratically, whereby a direct comparison is made between different fuels or fuel blends. Interest in biofuels is increasing and since such fuels generally differ chemically and physically from fossil fuels, PM and PN measurements form an important part of the armoury of tests that can be used to assess the environmental performance of biofuels and biofuel blends. It is tempting

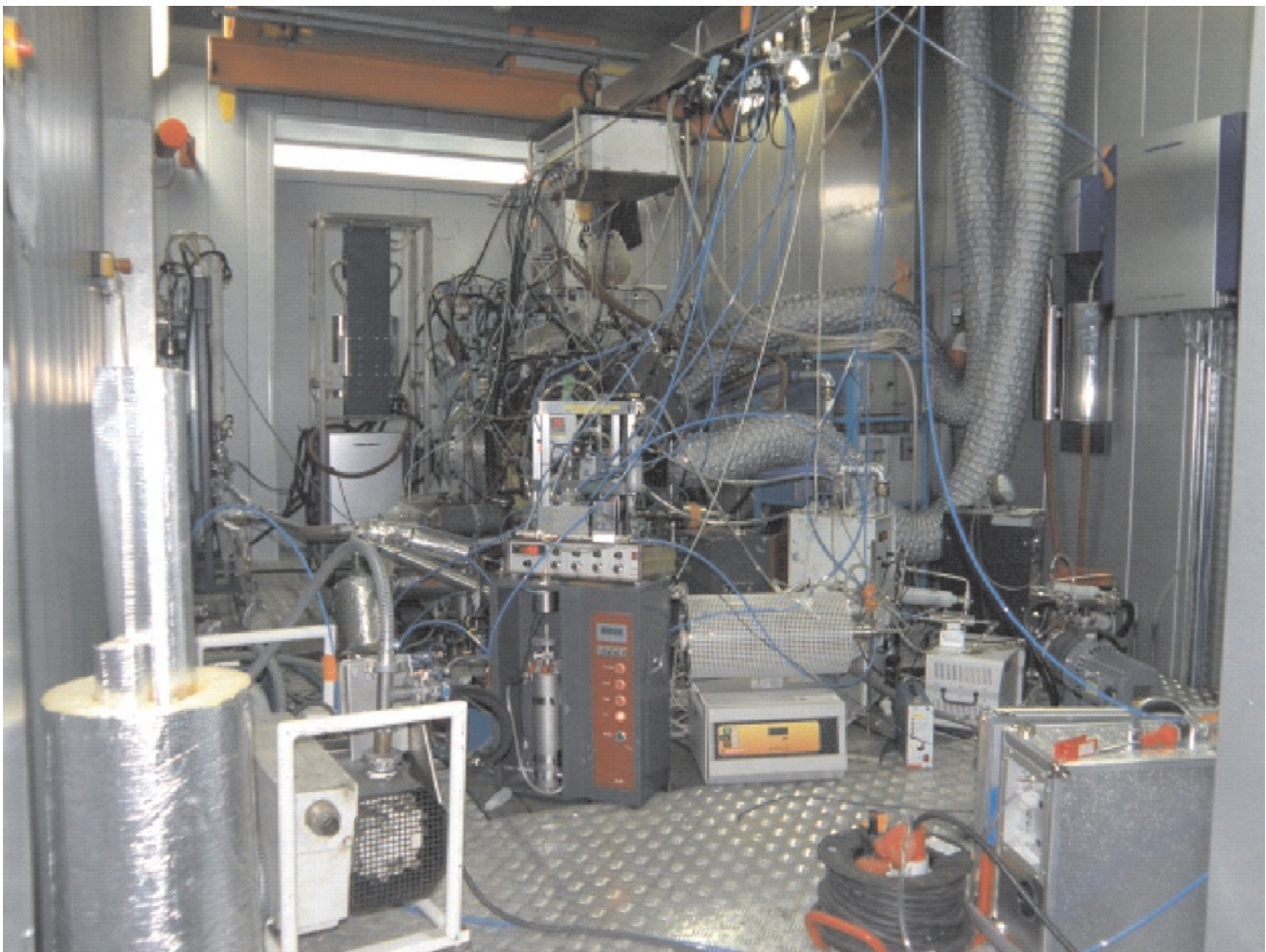


Fig. 2. One of BOSMAL's engine test cells with various devices to measure PM, PN and particle size distribution from IC engines installed



Fig. 3. Dilution tunnel (looking upstream) and HORIBA 2000-SPCS PN counter (foreground)



Fig. 5. Particulate sampling system for PM measurements

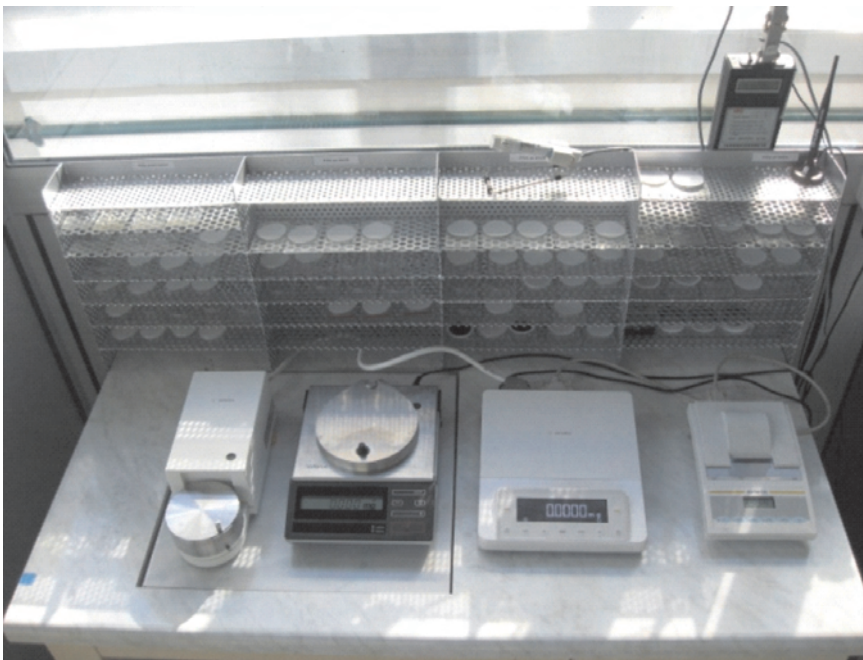


Fig. 4. Sartorius M5P-000V001 and MSE2.7S balances

to compare PM and PN, and thereby derive characteristics such as particle mass and even mean diameter. However, closer examination of the sampling conditions and measurement techniques reveals that the two methods measure

quite different things and therefore PM and PN cannot be directly correlated. However, with these caveats in mind, the two metrics can be compared. Where PM is sufficiently high (for some Diesel engines and direct injection petrol engines), a linear trend may be observed. However, this trend does not apply in all cases. Modern Diesel engines featuring DPF systems are easily able to meet the PM limit; the margin by which their PN emissions lie under the limit varies by orders of magnitude.

Particulates emitted in Diesel exhaust is a complex mixture of carbonaceous soot, unburned fuel and lubricating oil, and perhaps the products of fuel pyrolysis reactions. An example of a complex set-up to measure PM, PN and size distribution is presented in Fig. 2. Particulate matter can be both solid and liquid; typically PM includes four fractions of Diesel particulates:

(1) solid soot, (2) SOF (soluble organic fraction; heavy hydrocarbons), (3) sulphur compounds and (4) ash. For modern engines, sulphur content is one of the fuel properties which has the greatest influence on particu-

Table 1. Vehicles used in tests

Vehicle type	Engine type	Fuel used	Swept volume [dm ³]	Emission level
A	SI MPI	petrol	1.2	Euro 5
B	SI MPI	petrol	1.4	Euro 5
		CNG		
C	SI DI	petrol	1.4	Euro 5
D	SI DI	petrol	1.8	Euro 5
E	CI DI	Diesel	1.9	Euro 4
F	CI DI	Diesel	1.9	Euro 4
G	CI DI	Diesel	1.6	Euro 5
H	CI DI	Diesel	1.3	Euro 5

lates. Particulate emissions in Diesel exhaust are a function of a number of parameters, including: engine type, engine operating conditions, and fuel and lubricant oil composition. The size distribution of submicron Diesel exhaust particles

can typically be divided into two separate modes called the accumulation mode (AM) and the nucleation mode (NM). The accumulation mode consists of solid agglomerated soot particles which can bear volatile or semivolatile components (e.g. sulphur compounds, water, hydrocarbons) on their surfaces. Nucleation mode particles are commonly reported to consist of water, sulphuric acid and hydrocarbons. Several studies have indicated that nucleation mode particles are semi-volatile and that formation of the particles occurs when the exhaust gas is cooled and diluted in the atmosphere [13–15].

2. Test methodology used during PM, PN and size distribution measuring

A wide variety of tests have been carried out at BOSMAL's Emission Testing Laboratory (see [16]). A CVS-CFV sampling system together with a full-flow dilution tunnel (Horiba DLT-7020) (Fig. 3), a particulate sampling system (Horiba DLS-7100E) (Fig. 5), a particle number counting system (Horiba MEXA-2000SPCS) (Fig. 3) and a Sartorius microbalance (Fig. 4) have been used to measure exhaust particulate mass and number emissions from a range of vehicle and engine types.

Quantification of particle numbers shows better repeatability than mass based measurements at very low emission levels. The operating and quantification principal of a particle number counting system is described below. A size-selective sample is taken from the dilution tunnel, heated and diluted, treated at high temperature to evaporate volatiles (non-solid phase particles), further diluted and cooled, and then drawn into the condensation particle counter unit. Here the sample is dosed with a small quantity of

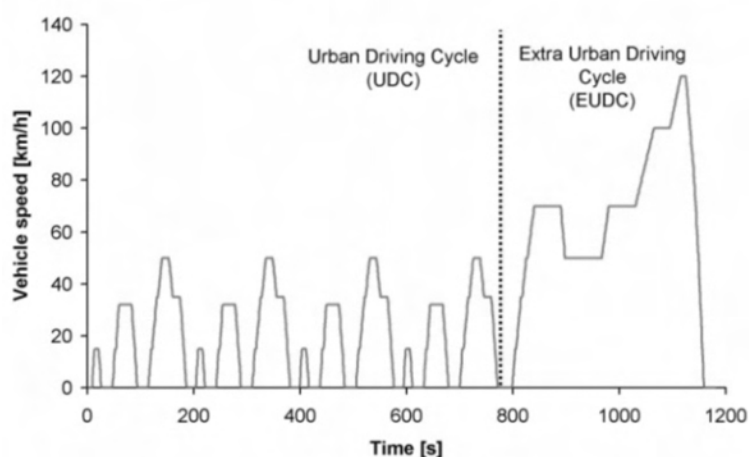


Fig. 6. The New European Driving Cycle (NEDC)

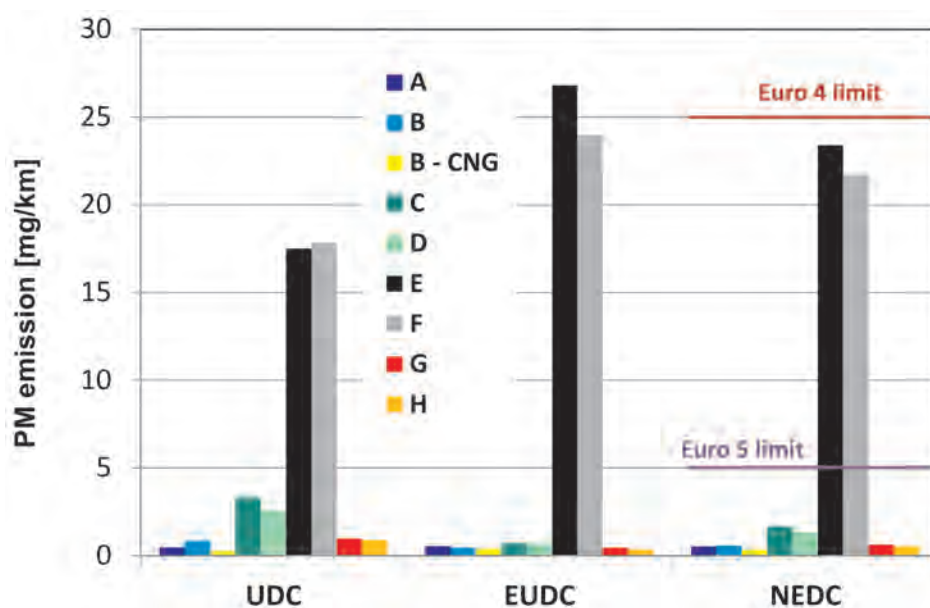


Fig. 7. PM emissions over the NEDC for different vehicles with SI and CI engine

butanol, which condenses onto the particles present to increase their size and ensure detection. A closely controlled volume of the sample is passed through a laser beam. The resulting interruption of the laser beam is detected using a series of lenses and a photometer, which generates a signal indicating particle detection.

In addition to testing activities on CI engines, as required by Euro 5b legislation, the PN counter has also recently been used to measure particle number emissions from SI engines operating on various fuel types [8, 9], and to investigate emissions from DI SI engines (in connection with – and anticipation of – the upcoming PN limits for this engine type).

In one such study, a series of emissions tests were performed on eight vehicles – one bi fuel vehicle, one vehicle equipped with a standard petrol engine, two vehicles with DI petrol engines, two Diesel vehicles (Euro 4) with unit injectors, and two Diesel vehicles (Euro 5) with Common Rail DI engines with Diesel particulate filters (DPF). Selected key properties of the test vehicles are shown in Table 1.

The New European Driving Cycle (NEDC) was used to test all vehicles (Fig. 6).

3. Analysis of particulate emissions measurement results

A summary of the chassis dynamometer test results for all test vehicles using Diesel, petrol or CNG fuels are shown in Figs 7–13. These figures show observed trends for particulate exhaust emissions in different phases of the NEDC cycle for different fuelling systems and different fuels. A comparison of PM exhaust emissions (Figs. 7 and 8) measured in the NEDC cycle shows that these emissions are very low for gasoline engines with multi-point injection systems fuelled with petrol as well as with CNG and for Diesel vehicles with a DPF; they are several times higher for SI engines with direct-injection fuelling systems and much higher for Diesel vehicles

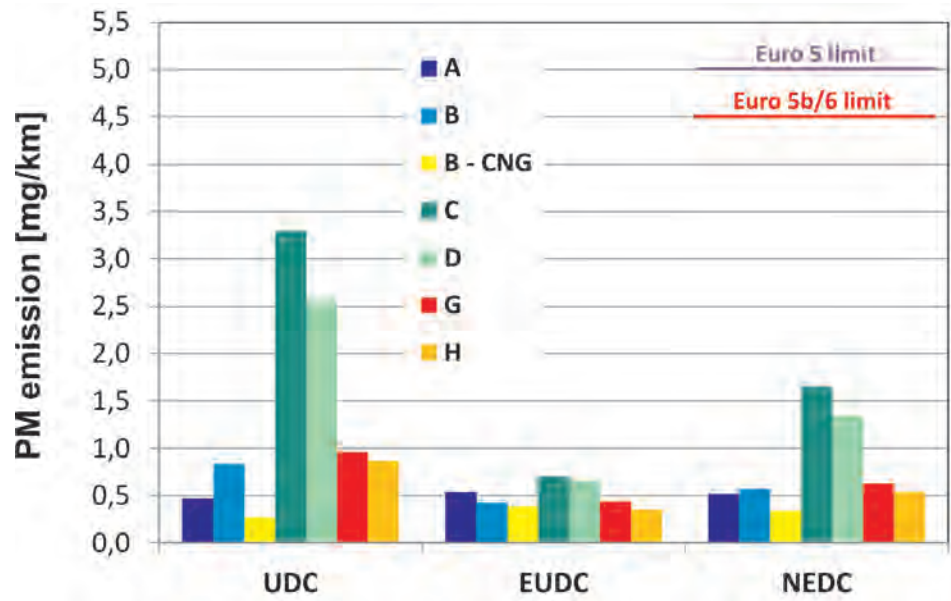


Fig. 8. PM emissions over the NEDC for different Euro 5 vehicles with SI and CI engine

without a DPF.

In the case of PN emissions (Figs. 9–11) it is immediately apparent that these emissions are the lowest for Diesel vehicles with a DPF (even lower than for the vehicle fuelled with CNG); they are reasonably high for the SI engines with direct-injection fuelling systems (three times higher than the proposed Euro 6 limit for SI vehicles with DI engines) and very high for Diesel vehicles without a DPF. The highest PN emissions were measured at the beginning of the test due to the cold start effect (Fig. 11) and during each acceleration to speeds above 20 km/h.

The size distribution of particles emitted over the NEDC for the petrol vehicle with DI engine and for the Diesel

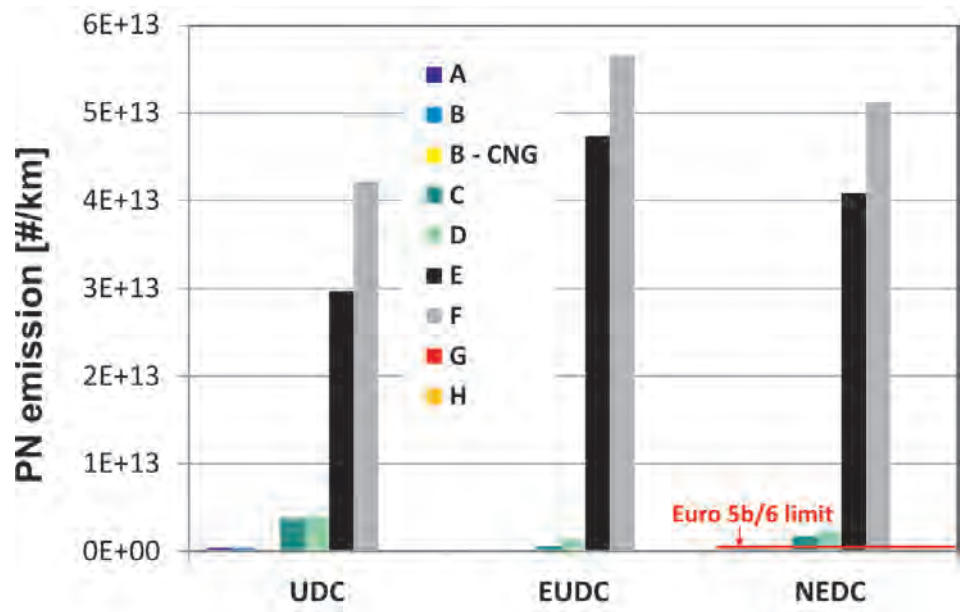


Fig. 9. PN emissions over the NEDC for different vehicles with SI and CI engine

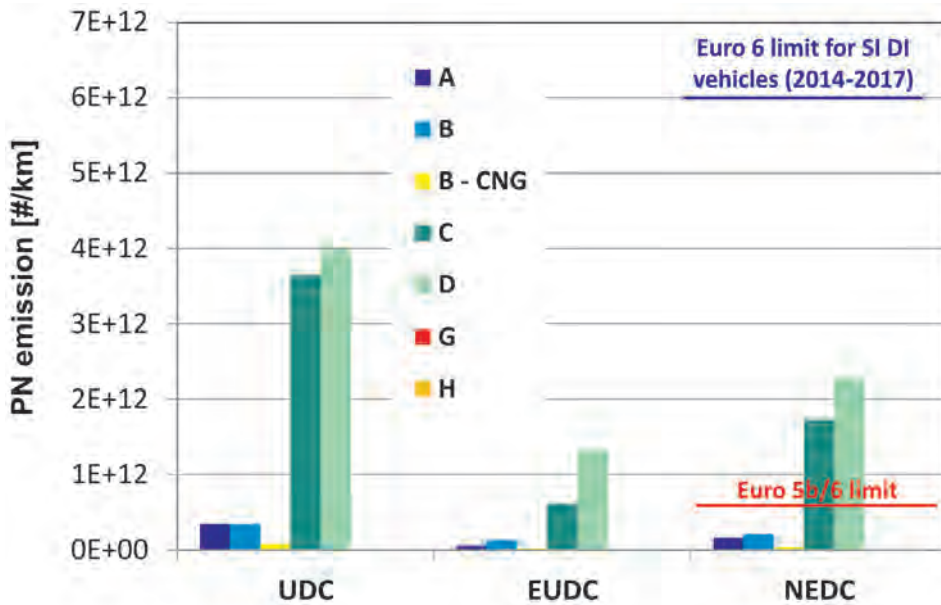


Fig. 10. PN emissions over the NEDC for different Euro 5 vehicles with SI and CI engine

vehicle with a DPF are shown in Figs 12 and 13. This is an additional measurement, not required by the legislation, but which provides very interesting data on the size of particles in the exhaust.

In the aforementioned research programme, a TSI Particle Sizer Spectrometer 3090 was used to measure the size distribution of particles. The measuring range of the TSI Particle Sizer Spectrometer 3090 is 5.6–560 nm.

The majority of particles for vehicle D (Fig. 11) and vehicle G had diameters of between 5 and 200 nm, and they are not measured during the legislative particulate mass measurement (membrane filters used for PM measurement filter out 99 % of particles of diameter ≥ 300 nm). Also, the PN counter doesn't measure all particles (the measuring range of this device is 23–2500 nm). This shows how important it is to use a method of measurement which allows the quantification of nanoparticles of a wider size range.

4. Conclusions and summary

Particle emissions from internal combustion engines are an ongoing problem and a research priority. BOSMAL's well-equipped laboratory is an example of the type of high-end testing facility which is required for research on this topic. Sample results presented in this paper are summarized below.

A range of vehicles, featuring MPI SI, DI SI and CI engines were tested over the NEDC for comparison of PM and PN emissions. The results of this research indicated:

- Particle emissions are detectable from all engine types.
- The legislative PM and PN methodologies are generally effective tools for quantifying particle emissions.
- The fuel delivery strategy and the physicochemical characteristics of the fuel influence PM and PN to varying degrees.
- Cold start PM and PN emissions are significant and depend strongly on the ambient temperature.
- PM emissions over the entire NEDC were the lowest for the vehicle fuelled with CNG. For the vehicles with SI MPI, engines fuelled with petrol, as well as for the vehicles with CI engines equipped with a DPF, PM emissions were higher by some 50–90 %. These emissions were 4–5 times higher for the vehicles with SI DI engines and 64–69 times higher for the vehicles with CI engines without a DPF, in comparison to the CNG fuelled vehicle.
- PN emissions over the entire NEDC were the lowest for the vehicles with CI engines equipped with a DPF. These emissions were 11 times higher than for the vehicle fuelled with CNG, 41–53 times higher than for the ve-

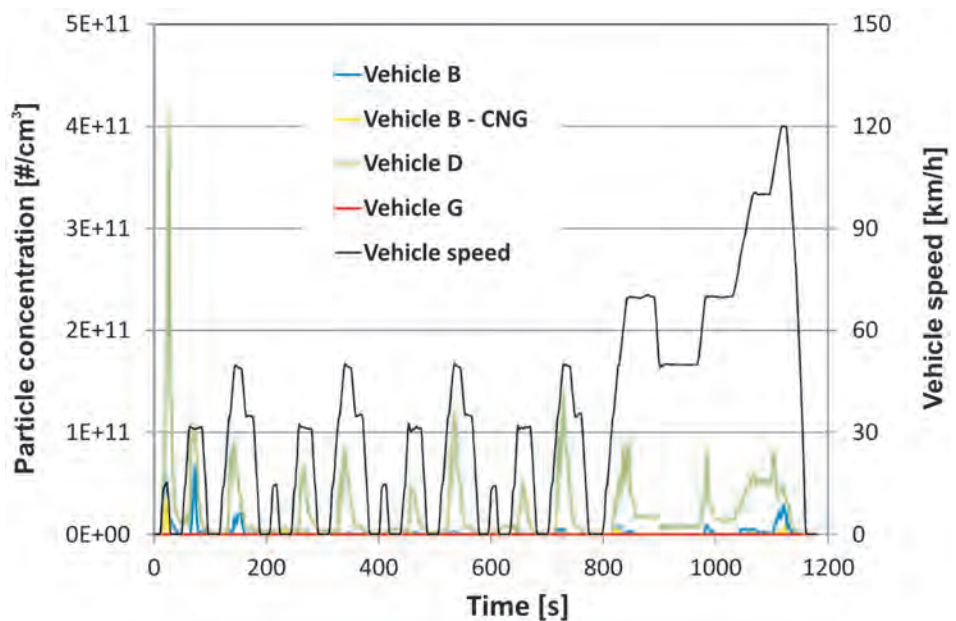


Fig. 11. Second-by-second particle concentration over the NEDC for different Euro 5 vehicles

hicles with SI MPI engines, 447–595 times higher for the vehicles with SI DI engines, and more than 10 000 times higher than for the vehicles with CI engines without a DPF; all in comparison to the vehicles with CI engines equipped with a DPF.

Modern Diesel engines featuring DPF systems are easily able to meet the PM limit; the margin by which their PN emissions lie under the limit varies by orders of magnitude. Research performed by BOSMAL has shown that while mass emissions from modern direct injection engines are reasonably low (generally below 5 mg/km, at least over the NEDC), PN emissions are very high. Thus, the upcoming PN limit for this engine type will force the use of some form of aftertreatment system (either a GPF or a continuously regenerating POC). Emissions limits are unlikely to remain static and further reductions in the limits are anticipated in the coming decades. Additionally, the specified methodologies for measuring PM and PN may well change. Furthermore, particle emissions limits may eventually be introduced for all engine types, regardless of injection strategy or fuel type.

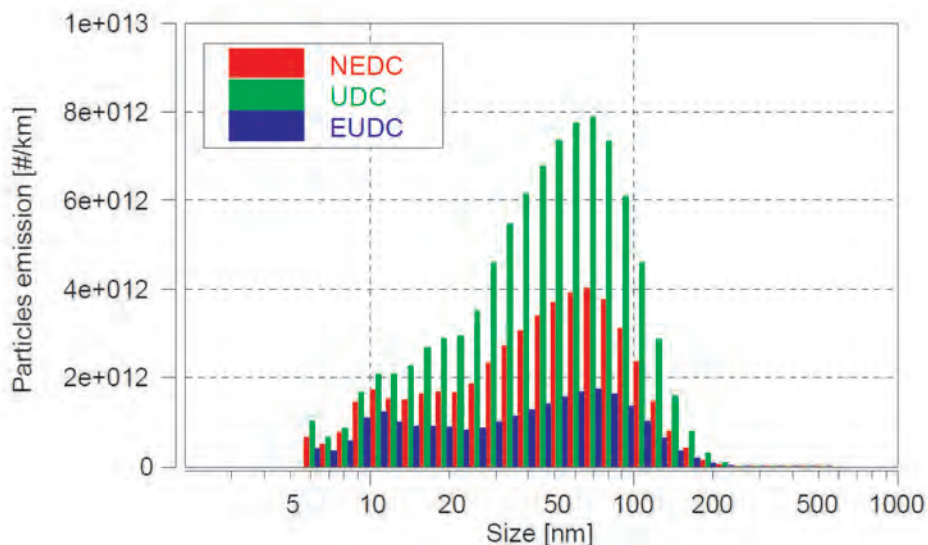


Fig. 12. Size distribution of particles over the NEDC for vehicle D

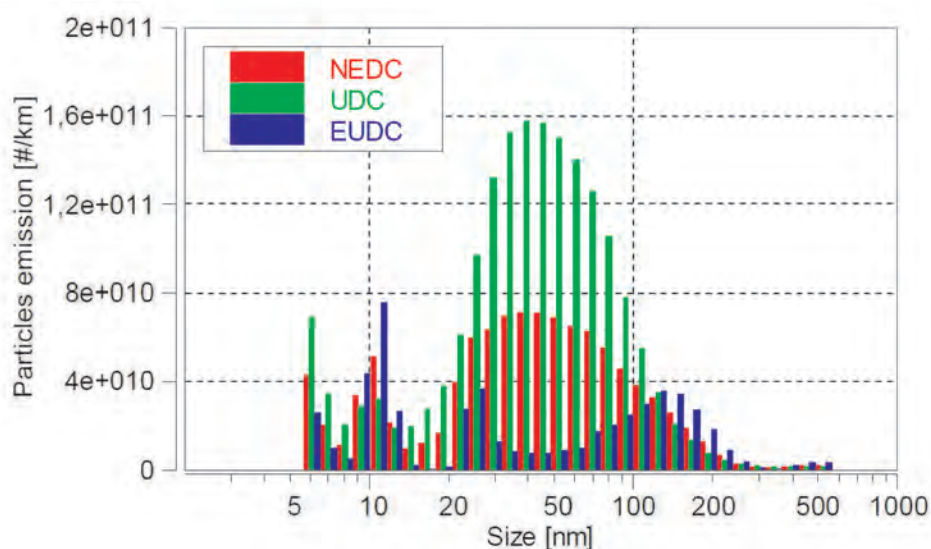


Fig. 13. Size distribution of particles over the NEDC for vehicle G

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CI	compressed ignition/ <i>silnik o zapłonie samoczynnym</i>	NEDC	New European Driving Cycle/ <i>nowy europejski cykl jezdny</i>
CNG	Compressed Natural Gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>	PC	passenger car/ <i>samochód osobowy</i>
DI	direct injection/ <i>wtrysk bezpośredni</i>	PM	particulate matter/ <i>cząstki stałe</i>
DPF	Diesel particulate filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>	PN	particle number/ <i>liczba cząstek stałych</i>
EU	European Union/ <i>Unia Europejska</i>	POC	particulate oxidation catalyst/ <i>reaktor katalityczny utleniający cząstki stałe</i>
EUDC	extra urban driving cycle/ <i>pozamiejski cykl jezdny</i>	SI	spark ignition/ <i>silnik o zapłonie iskrowym</i>
GPF	gasoline particulate filter/ <i>filtr cząstek stałych dla samochodów z silnikiem ZI DI</i>	SOF	soluble organic fraction/ <i>ciekła frakcja organiczna</i>
ICE	internal combustion engine/ <i>silnik spalinyowy wewnętrznego spalania</i>	UDC	urban driving cycle/ <i>miejski cykl jezdny</i>
LDD	light duty diesel/ <i>silnik ZS dla pojazdu LDV</i>	ZI	<i>silnik o zapłonie iskrowym</i>
LDV	light duty vehicle/ <i>lekki pojazd użytkowy</i>	ZS	<i>silnik o zapłonie iskrowym</i>
MPI	multi point injection/ <i>wtrysk wielopunktowy</i>		

Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P., Czerwinski J., Woodburn J.: Current trends in measurement and control of particle emissions from engines (perspectives from the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources. 2 July 2012, Bielsko-Biala, Poland). *Combustion Engines* 3/2012 (150), pp. 89–98.
- [2] Johnson T.: Vehicular Emissions in Review. *SAE Int. Journal of Engines*. 6(2):2013, doi:10.4271/2013-01-0538.
- [3] Kittelson D., et al.: Issues associated with solid particulate measurement. Workshop Proceedings form 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources on CDROM, BOSMAL Automotive R&D Institute, 2nd July 2012, Bielsko-Biala, Poland, ISBN 978-83-931383-3-3, *Combustion Engines* 3/2012 (150).
- [4] Bielaczyc P. (editor): Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources. Workshop Proceedings form 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources on CDROM, BOSMAL Automotive R&D Institute, 2nd July 2012, Bielsko-Biala, Poland, ISBN 978-83-931383-3-3. *Combustion Engines* 3/2012 (150).
- [5] Bielaczyc P., Merksiz J., Pajdowski P., Woodburn J.: Correlation between two commercially available PMP-compliant particle number counting systems. *Combustion Engines* 2/2012 (149) pp 10-21, paper PTNSS-2012-SS2-102.
- [6] Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council 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*, L199, 1–136, 28.7.2008.
- [7] De Filippo A.: Particle Size and Number Emissions from Modern Light-Duty Diesel Vehicles. *SAE Technical Paper* 2011-01-0632, doi:10.4271/2011-01-0632.
- [8] Bielaczyc P., Pajdowski P., Szczotka A., Woodburn J.: Particle mass and number emissions from a range of European light-duty vehicles. Workshop Proceedings of the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions “Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources” 2 July 2012 Bielsko-Biala, Poland, ISBN 978-83-931383-3-3. *Combustion Engines* 3/2012 (150).
- [9] Bielaczyc P., Klimkiewicz D., Pajdowski P., Szczotka A., Woodburn J.: An examination of the effect of ethanol-gasoline blends' physicochemical properties on emissions from a light-duty spark ignition engine. *Fuel Processing Technology*, 107, 50–63 2012, doi:10.1016/j.fuproc.2012.07.030.
- [10] Kozak M., Merksiz J., Bielaczyc P., Szczotka, A.: Environmental Performance of Diesel Fuels Containing Oxygenated Additive Packages. F2012-B01-045, F2012-A04-014, SAE-China and FISITA (eds.), Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering 189, doi:10.1007/978-3-642-33841-0_52, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2013.
- [11] Bielaczyc P., Woodburn J. and Szczotka A.: An Investigation into Cold Start Emissions from Compression Ignition Engines using EU Legislative Emissions Test Procedures. *SAE Int. Journal Fuels Lubr.* 6(2):2013, doi:10.4271/2013-01-1304. 2013 SAE World Congress, Detroit, USA.
- [12] Bielaczyc P., Keskinen J., Dzida J., Sala R. et al.: Performance of Particle Oxidation Catalyst and Particle Formation Studies with Sulphur Containing Fuels. *SAE Int. Journal Fuels Lubr.* 5(2):2012, doi:10.4271/2012-01-0366. 2012 SAE World Automotive Congress, Detroit, USA.
- [13] Bielaczyc P., Kozak M., Merksiz J.: Effects of Fuel Properties on Exhaust Emissions from the Latest Light-Duty DI Diesel Engine, JSAE 20030355, SAE Technical Paper 2003, 2003-01-1882, doi:10.4271/2003-01-1882.
- [14] Filippo A., Maricq M.: Diesel Nucleation Mode Particles: Semi-volatile or Solid? *Environmental Science and Technology* 2008, 42, 7957-7962, doi:10.1021/es8010332.
- [15] Uhrner U., von Löwis S., Vehkamäki H., Wehner B., Bräsel S., Hermann M., Stratmann F., Kulmala M., Wiedensohler A.: Dilution and aerosol dynamics within a diesel car exhaust plume – CFD simulations of on-road measurement conditions. *Atmospheric Environment*, 2007, 41, 7440-7461, doi:10.1016/j.atmosenv.2007.05.057.
- [16] Bielaczyc P., Szczotka A., Pajdowski P., Woodburn J.: Development of automotive emissions testing equipment and test methods in response to legislative, technical and commercial requirements. *Combustion Engines* 1/2013 (152).

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

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

e-mail: andrzej.szczotka@bosmal.com.pl



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

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

e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl



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

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

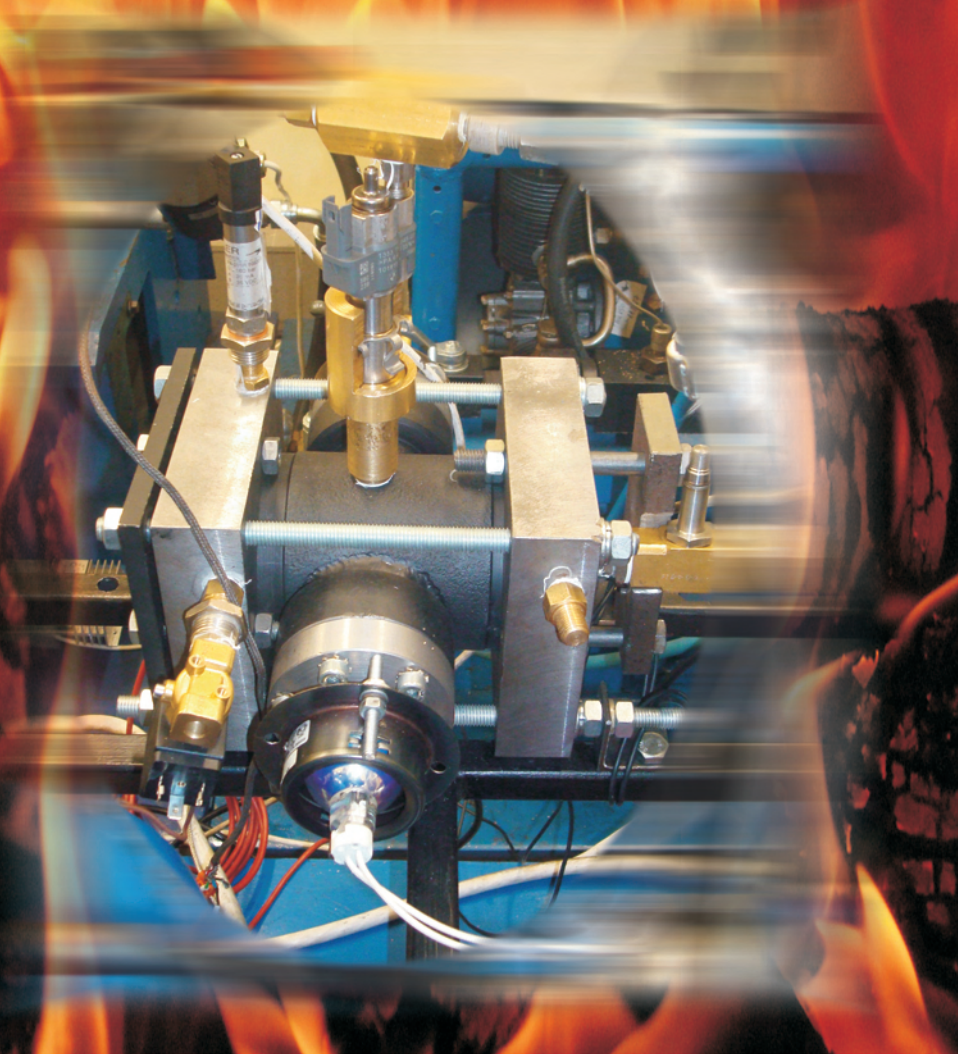
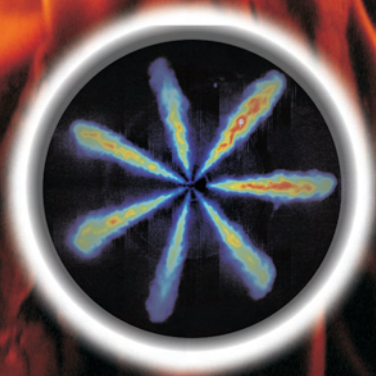
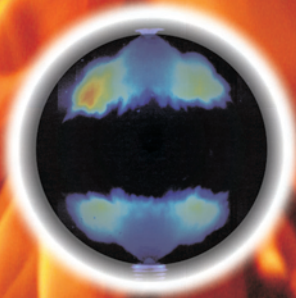
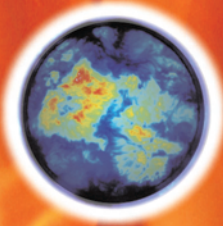




Poznan University of Technology

Institute of Combustion Engines and Transport
60-965 Poznan, Piotrowo 3; tel. 61/6652207, fax. 61/6652204

Optical research of engine internal processes



RAPID COMPRESSION MACHINE

(transparent piston or cylinder head)

research on in-cylinder combustion processes

HIGH-SPEED IMAGING AND VIDEO

*(High Speed Camera, up-to 250 000 FPS,
with radiation amplifier and DBO-technics)*

recognizing of dynamic physical and thermal processes
with high spacial and temporal resolution

CONSTANT VOLUME CHAMBER

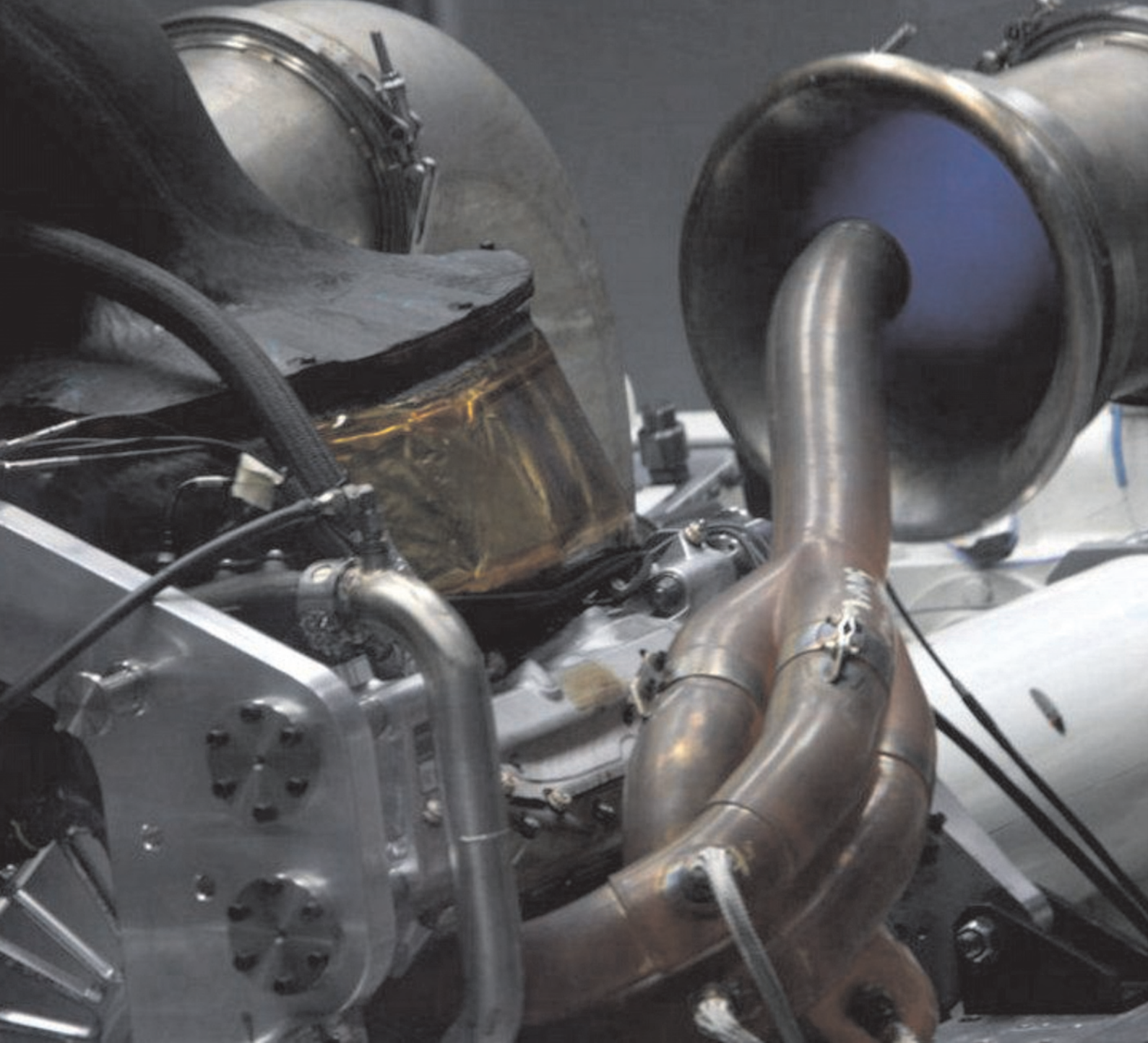
(wide optical access, high back-pressure)

research on fuel injection and spray atomization

PULSED LASER YAG

*(light waves $\lambda = 532, 355, 266 \text{ nm}$,
pulse energy 60-300 mJ)*

investigations on droplets and fuel vapour distribution
in the chamber



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346

ISSN 0138-0346



9 770138 034000



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

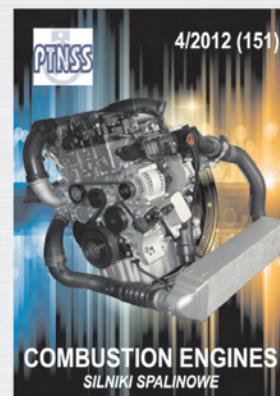
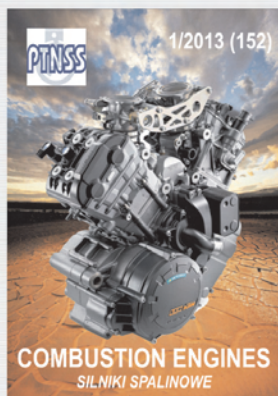
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl