



3/2008 (134)



# COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*



International Congress  
on Combustion Engines

# PTNSS KONGRES – 2009

***THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES***

sekretariat@ptnss.pl  
www.ptnss.pl

June, 2009  
Opole  
Poland

Invitation

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY  
OF COMBUSTION ENGINES**

43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND



## COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*

Scientific Magazine

*Czasopismo naukowe*

**3/2008 (134)**

December 2008

Rok XLVII

PL ISSN 0138-0346

Editor/*Wydawca*:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038

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

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

### **Scientific Board/Rada Programowa:**

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszyński

### **Editorial Office/Redakcja:**

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118

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

### **Editorial Staff/Zespół redakcyjny:**

dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. PP

(*Editor-in-Chief*/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz

(*Editorial Office*/sekretarz redakcji) [redakcja@ptnss.pl](mailto:redakcja@ptnss.pl)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### **Cooperation/Współpraca:**

dr inż. Maciej Bajerlein,

mgr Tomasz Pawlak, dr hab. inż. Andrzej Zieliński

### *Editorial*

Apparently, the XXI century will be a survival era in terms of energy. The knowledge of the depleting natural resources is getting more common recently; the motivation to reduce its consumption is getting stronger as well. Yet, this awareness dominates in the developed economies, for which living without modern technology contributing to their luxury level is beyond acceptance. On the other hand, it is extremely difficult to limit the access to energy resources in the developing countries where the pursuit of technological and civilization advancement gets stronger each year.

An example of an extremely dynamic economic development is China and the 'barometer' for the pace of such development are the figures related to the automotive industry. In 2007 8.9 m vehicles were manufactured in China, which indicates a growth of 22% as opposed to 2006. In the year 2000, passenger vehicles constituted approximately 29% of the total vehicle production and in 2007 the number grew to 72%. This confirms a high dynamics of the development of individual transportation. GM itself increased their sales in China ten times in the last five years (up to a level of 1 m/year). If we assumed an average of vehicle density on a European level (1 vehicle per 4 citizens) the future demand for vehicles in China could be estimated at approximately 300 m vehicles. Contemporary projections hint that achieving that level may become possible in a period shorter than twenty years i.e. after 2025; earlier prognoses saw such a possibility after 2040.

China is intensely preparing to adapt mass automotive solutions; in several years China built more than 40 thousand km of motorways and they plan to continue the development at a pace of 20 thousand km per annum, which is impressive even if compared to the European and American standards.

A substantial global peril may turn out to be the demand of the Chinese market for liquid fuels and the related emission of toxic compounds and greenhouse gases to the atmosphere. Assuming an annual mileage of 10,000 km for each of the planned 300 m manufactured vehicles and an average fuel consumption of 6.5 dm<sup>3</sup>/100 km, the demand for fuels will exceed the level of approximately 150 m tons of fuel per annum. The emission of CO<sub>2</sub> related to the consumption of such a high amount of fuel may reach a level of 500 m tons per annum. The above figures clearly indicate that the development of the automotive industry in China will soon become a serious global issue.

*Combustion Engines Magazine*  
*Editorial Board*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji .....	1
<b>Conference/Konferencje</b>	
H. P. Lenz: Important topics and conclusions from the 29th International Vienna Motor Symposium (2008-SS3-301) .....	3
<b>Ecology/Ekologia</b>	
J. Merkisz, S. Radzimirski: Trends in the european legislation on LDV pollutant emissions/Kierunki zmian europejskich przepisów dotyczących emisji zanieczyszczeń z samochodów osobowych i dostawczych (2008-SS3-302) .....	13
<b>Research/Badania</b>	
Z. Stelmasiak, J. Larisch, J. Semikow: Preliminary tests on dual fuel spark ignition engine fuelled with methanol and gasoline/Badania wstępne dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem metylowym i benzyną (2008-SS3-303) .....	24
A. Janicka, W. Walkowiak, W. Szczepaniak: The effect of platinum-rhodium active coating application in self-ignition engine on polycyclic aromatic hydrocarbons concentration in exhausts/Wpływ zastosowania platynowo-rodowej powłoki aktywnej wewnątrz silnika o zapłonie samoczynnym na stężenie wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych w spalinach (2008-SS3-304) .....	34
A. Kaźmierczak, R. Wróbel: Vibroacoustic diagnosis of EGR system/Diagnostyka wibrometryczna układu EGR (2008-SS3-305) .....	40
K. Parczewski, K.M. Romaniszyn, H. Wnęk: A dynamic test of a vehicle in motion and exhaust gas emissions during alternative fuelling with gasoline and compressed natural gas (CNG)/Test dynamiczny ruchu pojazdu a emisja składników spalin przy alternatywnym zasilaniu benzyną i gazem CNG (2008-SS3-306) .....	52
<b>Design/Konstrukcja</b>	
K. Wojtyto: New ship propulsion engines in production by HCP-Company/Nowe silniki napędu okrętowego produkowane przez firmę H.Cegielski-Poznań SA (2008-SS3-307) .....	61
<b>News/Aktualności</b>	
Aktualności silnikowe .....	64
<b>Bibliography/Bibliografia</b>	
Książki, monografie, rozprawy .....	75
Qualifying as ass. prof., doctorates/Habilitacje, doktoraty .....	76
<b>Conference/Konferencje</b>	
Relacja z Konmot-Autoprogress 2008 .....	78
Conference 2009/Konferencje silnikowe w 2009 roku .....	79

**Reviewers/Recenzenci:**

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz  
 prof. dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski  
 prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker  
 dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP  
 dr inż. Paweł Fuć  
 dr inż. Jacek Pielecha

Wydawnictwo rejestrowane  
 w bazie danych o zawartości polskich  
 czasopism technicznych  
 – BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

**Editor/Wydawca****Polskie Towarzystwo Naukowe  
Silników Spalinowych**

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska  
 tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 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, photocopying or otherwise without prior permission of the copyright holder.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

**Subscriptions/Prenumerata**

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

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

Nakład: 700 egz.

**Printing and binding/Druk i oprawa**

Drukarnia Św. Wojciecha  
 Poznań, ul. Chartowo 5

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

**Cover/Okladka**

I: V6 dCi Diesel engine (V9X type) Renault-Nissan Alliance ( $V_{ss} = 2993 \text{ cm}^3$ ,  $N_e = 235 \text{ KM}$ )  
 (fot. www.media-renault.com)

IV: Bosch CRSN4.2 common-rail system for heavy trucks  
 (fot. www.bosch-presse.de)

## Important topics and conclusions from the 29th International Vienna Motor Symposium<sup>1)</sup>

*For many years Vienna Motor Symposium has been recognized as one of the most important networking events for specialists in engine and vehicle research and production worldwide. The most important questions related to the present and future development of means of transport, drivetrains, energy sources and conversion issues, not to mention the pollution generated by transport have been discussed. Some important future trends and strategies have also been identified and defined. This paper presents the main issues that were reported and discussed in the Symposium held in April 2008.*

### 1. Introduction

As every year the leading automotive engineers from all over the world presented at the 29th International Vienna Motor Symposium in April 2008 their ideas and conclusions about recent engine development and gave an outlook on future trends in the automotive engineering industry.

Over 1000 participants from many countries have been welcome by Prof. H.P. Lenz, president of the Austrian Society of Automotive engineers (ÖVK) and president of this conference since many years.

In the opening address Prof. Lenz stressed the regrettable fact, that the tremendous progress made over the past few decades with regard to the reduction of pollutant emissions and fuel consumption of our engines was not sufficiently acknowledged by politicians and partly also by the general public. Instead, time and again unjustified horror scenarios about particulate emissions or gases affecting the climate are disseminated.

In Prof. Lenz's view, a major threat in the debate about the effects of CO<sub>2</sub> on the climate was posed by the concerns about climate change and greenhouse gases which had in the meantime emerged as an independent issue.

Alongside alarmed scientists, others benefiting from the concerns about the climate dominated the scene. According to estimates, today euro 140 billions have been invested in

so-called climate funds in the EU which, it is argued, "seek to play an active role in the fight against climate change in a sustainable manner". These funds are, of course, not only preoccupied with the climate but are also very much interested in realizing price rises and therefore keep this topic boiling.

Quite frequently politicians use the topic of climate change for building up their own profile. And when the climate is to be protected, all politicians seek to build up their reputation as saviours, assuming that nobody could call their honest intentions on this into question. Organizations active in green politics are trying to use moralizing tactics to influence the population and to dictate the rules of cars



exploitation. The Czech President, Vaclav Klaus, recently coined the memorable phrase "What is at stake today is not the climate but the freedom of all of us".

It has been common knowledge for quite some time now that in the automotive industry the reduction of emissions by one tonne of CO<sub>2</sub> costs 20 times more than in any other industry. Cars, while exhibiting ever higher fuel economy, are caught in bumper to bumper traffic for ever longer times

<sup>1)</sup> This paper is based on the Conference Report prepared by Prof. H.P. Lenz and published in the Motorentechnische Zeitschrift in August 2008; this version, reprinted with the Author's and MTZ Editors' consent, is an abridgement due to a limited capacity of our magazine (Editors).

because the infrastructure is insufficient. Also in the future, it must be left to the discretion of consumers which car they want to buy, a large one or a small one.

Prof. Lenz expressed his hope that this Symposium would, over and above its primary task of acting as a forum for the discussion of progress in automotive engineering, also provide relevant information on all these issues to the general public.

## 2. Plenary Opening Session

Senator Ing. S. Wolf, CEO, Magna International, Oberwaltersdorf, presented the lecture "Russia – a New Market with New Opportunities and Challenges". He explained that alongside China and Brazil, Russia ranked amongst the markets with the highest growth potential for the automotive engineering industry. Whereas international automobile manufacturers building up production capacity in Russia were facing the need for a modern, functioning supplier base meeting international standards.

T.G. Stephens, Executive Vice-President – Global Powertrain and Global Quality, General Motors Corporation, USA, reported "GM's Advanced Propulsion Technology Strategy – Solutions for Reduced CO<sub>2</sub> Emissions and Energy Diversity". He pointed out that GM endeavoured to make a contribution to the sustainability of energy systems by developing a host of different technologies. GM, he stressed, concentrated on a strategy that consisted of four elements:

- Increasing the efficiency of engines and transmission systems: introduction of pioneering drivetrain technologies offering improved fuel economy and lower emissions.
- Alternative fuels: intensified use of propulsion systems suitable for bio-fuels (ethanol, E 85, bio-diesel).
- Electrification of the drivetrain: Focus on the electrification of vehicles through the introduction of hybrid and plug-in hybrid technologies as well as the use of electrical propulsion systems.
- Fuel cells: development of a production – standard, fuel cell system for cars, using hydrogen as a source of energy. GM will launch these product innovations via its global organization.

K. Döhmel, CEO, Deutsche Shell Holding GmbH, Hamburg, dealt with the topic "Future Mobility from a Fuels Perspective":

Worldwide demand for mobility will soar. Already today, road traffic uses up nearly 50% of global oil production. Energy supply to road transport must be seen in the context of global energy supply. Shell assumes three "hard facts":

- accelerated expansion of worldwide demand for energy
- the difficulty of meeting this demand by means of oil that can be easily extracted, as well as
- a further rise of carbon dioxide emissions worldwide.

Road traffic accounts for some 25% of CO<sub>2</sub> emissions from sources of energy – and the use of motor cars and mobility will become ever more widespread in all parts of the world. Fuels can contribute significantly to solving the global problem of energy scarcity and the emission of greenhouse gases. In close co-operation with leading car-makers, Shell focuses particularly on three options:

- synthetic fuels produced from natural gas (GTL),
- second generation biogenic fuels, and
- further developments in currently available hydrogen technology.

Prof. Dr.-Ing. K.V. Schaller, Director of Engineering and Procurement, MAN Nutzfahrzeuge AG, dealt with the topic "Commercial Vehicle Engineering: Energy Efficiency and Fuel Strategies". Commercial vehicles account for the same share of global CO<sub>2</sub> emissions as cars – namely approximately 6% each. With the expected growth in this market segment due to macroeconomic trends, the commercial vehicle industry will have to come up with even better solutions in order to heighten the efficiency of road transport even further. To this end, the question must be answered as to how minimum energy input can be assured for each tone-kilometre, which is our performance unit. It is gratifying to see that a wide variety of efficient approaches has been devised – the strongest driving forces behind these are vehicle dimensions, weight and the related aerodynamic parameters. However, political support for these measures is needed just as urgently as for the creation of the necessary infrastructure. In parallel, fuel strategies with a long-term potential for success must be implemented; such strategies must not only be feasible in laboratories but must also prove their practical value in threshold countries where they have the potential for low-cost and reliable use as an alternative to conventional fuels.

It should also be borne in mind that emission standards around the world are rapidly becoming ever more stringent. The threshold countries, in particular, are following the lead of the technologically advanced countries at ever shorter intervals. Today it is virtually impossible to pass on "old technologies" to these regions.

## 3. Environment

Prof. Dr. h.c. R. Zellner, University of Duisburg presented "Climate and the Role of CO<sub>2</sub>" and expressed the opinion that carbon dioxide, which has the strongest impact on the climate, is at the centre of the debate.

The large majority of climate researchers who cooperate in the Intergovernmental Panel for Climate Change (IPCC) attribute the temperature rise to the continuous increase in anthropogenic carbon dioxide concentrations since the middle of the past century at the latest. The critics of the IPCC argue, on the other hand, that natural factors such as solar radiation play a more important role and deny the great influence of carbon dioxide on the climate and the existence of the anthropomorphic greenhouse effect.

This dispute would probably go largely unnoticed if it did not have very severe consequences: the probable further development of the climate, assuming a carefree business-as-usual scenario for the utilization of fossil raw materials used as sources of energy and the concomitant emissions of CO<sub>2</sub>, would, according to the IPCC, lead to an additional warming of 2.5 to 4.5°C by the end of this century. As such an extent of warming would seriously jeopardize living conditions on our planet, the need for action in order to bring about a substantial reduction of global CO<sub>2</sub> emissions appears indispensable. Such action, which would result in

a massive intervention in our stationary or mobile energy supply system, would not be necessary if the influence of CO<sub>2</sub> on the climate were to be shown as overestimated, as propounded by critics of the IPCC.

Dr.-Ing. E.h. J. Liebl, Dr. C. Cozzarini, Dipl.-Ing. G. Schmitz, BMW Group, presented: "CO<sub>2</sub> Regulations Worldwide – A Challenge for the Automotive Industry?".

The interaction of available technologies, acceptance by the markets and statutory requirements constitute the prerequisite for a rapid spreading of CO<sub>2</sub>-reducing measures in world markets. In order to be able to devise such measures at the level of quality which customers have come to expect, appropriate lead times are necessary. Responsible legislation must take such lead times into account.

In addition, CO<sub>2</sub> reduction efforts must go hand in hand with characteristics demanded by customers, such as safety, convenience and dynamic driving pleasure; otherwise, these engines would fail in the marketplace. Internationally harmonized CO<sub>2</sub> emission legislation with well-balanced time-tables oriented primarily to the individual potentials for efficiency increases in the various market segments are a key factor for success.

Dr.-Ing. J. Schommers, Dr.-Ing. A. Lingers, Dr.-Ing. H. Breitbach, Dipl.-Ing. T. Betz, Daimler AG, Stuttgart, reported: "Innovative Diesel Concepts – A Sustainable Path to CO<sub>2</sub> Reduction".

In recent years, enormous improvements in thermodynamically relevant diesel engine components (turbocharging, fuel injection and exhaust gas recirculation) and designs have led to significant improvements in fuel economy, performance and exhaust emissions. Despite the vast torque potential, however, further improvements in diesel engine fuel economy via load-point shifting were not possible due to emission requirements and driveability demands of customers. These limits can now be significantly shifted through targeted thermodynamic designs and new, innovative technological components. The new four-cylinder concept presented here permits considerably reduced fuel consumption, by means of operating-point shifting while retaining driveability characteristics typical of the vehicle class. Mr. Schommers discussed the premises and methods for downsizing and downsizing approaches, described the challenging thermodynamic requirements, and explained the details of this innovative concept. Fuel injection and turbocharging techniques are the main elements on which this concept is based.

#### 4. Simulation

Dr. C. Trapp, Dipl.-Ing. P. Feulner, Ricardo Deutschland GmbH, J. Andersson, S. Wrigley, B. Gilchrist, Ricardo UK, presented: "A Set of Virtual Tools and Techniques for the Development of Future Low Emission Vehicles with Internal Combustion Engines – Strategy, Overview and Example Application to the Modeling of Fouling in EGR Systems".

The development of future low-emission vehicles with internal combustion engines as well as their control units and diagnostic systems calls for an integrated set of tools and techniques under ever more stringent time and cost

constraints for representing a virtual vehicle with control and calibration concepts and a virtual application. Thus it is possible in an early phase of the development process to investigate the vehicle configuration and component design with special focus on emissions (especially of nitrogen oxides and particulates), fuel consumption and driveability for target attainment over statutory and customer-relevant driving cycles.

Dipl.-Ing. K. Cornelsen, Prof. Dr.-Ing. T. Form, Brunswick University of Technology; Dipl.-Ing. D. Jänsch, Dipl.-Ing. W. Nietschke, Dr.-Ing. T.-M. Wolter, IAV GmbH, Berlin/Gifhorn, reported: "A New Methodology for the Development of Hybrid Powertrains".

Hybrid powertrains are highly complex systems. Their efficiency depends largely on the right design of components and their accurate coordination. In selecting the operating strategy, the type of operation as well as the entire system, consisting of environment, traffic, driver, vehicle and powertrain, must be taken into account. Today, powertrain systems are developed off-line in a full-vehicle simulation process that predicts the quantitative values of a hybrid concept's handling characteristics with relative accuracy already in the design phase. Qualitative values and actual driving feel, in contrast, are described inadequately. To date, it has only been possible to show these at a later phase of the development process by constructing driveable prototypes.

Dipl.-Ing. T. Dobes, Dr. P. Kapus, Dr. P. Schöggel, Dipl.-Ing. H. Jansen, Dipl.-Ing. E. Bogner, AVL List GmbH, Graz, presented: "CO<sub>2</sub> Reduction in Everyday Operation – Influence of Engine Calibration".

"Downsizing" and "downspeeding" by means of turbocharging and direct injection technologies offer a high potential for reducing fuel consumption of gasoline engines. The resulting additional system costs are moderate compared to other technological approaches. Low fuel consumption values which can be achieved over the standard driving cycle can be reached in everyday operation only if low enrichment under full-load and good transient response is combined with long gear ratios. The lecturer compared different vehicles with four-cylinder turbocharged engines over the entire NEDC and a customer consumption cycle in which fuel saving and sporty driving styles were tested.

#### 5. New Diesel Engines

Dipl.-Ing. R. Bauder, Dipl.-Ing. A. Fröhlich, Dipl.-Ing. W. Hatz, Dr.-Ing. H. Marckwardt, Dipl. Ing. E. Michels, Audi AG, Neckarsulm/Ingoldstadt, presented: "The New Audi 6.0 Litre V12 TDI, the Ultimate Performance Diesel".

With its newly developed 6.0 Litre V12 TDI engine, Audi has presented the world's most powerful passenger car diesel engine with maximum torque. Based on state-of-the-art diesel technologies, a power output of 368 kW and a maximum torque of 1000 N·m has been achieved. In combination with a diesel particulate filter, the Audi Q7 complies with the EU5 emission standards. Its fuel consumption of just 11.9 litre per 100 km in the MVEG test is extremely low for a sports utility vehicle showing this level of performance. The engine

runs outstandingly smoothly, as can be expected of a typical twelve-cylinder unit.

Although the engine incorporates a number of specific twelve-cylinder design features, including a 60° cylinder angle, it also uses many synergies shared with the familiar Audi V6 and V8 TDI engines. It rounds off the top end of the Audi range of the V-configuration engines.

Dipl.-Ing. B. Heil, Dipl.-Ing. W. Schmid, Dipl.-Ing. M. Teigeler, Dipl.-Ing. U. Weiß, Dipl.-Ing. S. Melcher, M. Groeneweg, Daimler AG, Stuttgart/Detroit, reported: "New Daimler Heavy Duty Commercial Vehicle Engine Series – Introduction of the 14.8 Litre EPA07 Engine for Freightliner".

As part of the global standardization of its Group portfolio, Daimler AG are currently developing a new Heavy Duty Engine Platform (HDEP) for use in heavy-duty commercial vehicles. With the presentation of the Detroit Diesel DD 15, the first engine of this engine family with a displacement of 14.8 Litre was launched in the North American market.

Additional variants of this platform with displacements of 15.6, 12.8 and 10.6 Litre will follow. These engines will then be gradually introduced in all Daimler AG trucks. The first vehicles to be equipped with the new engines will be the Freightliner, Western Star and Sterling brands, which had previously been fitted with S60 engines. Subsequently, from 2009 onwards, FUSO trucks which have been available with the 6M70 in the Asian market will follow suit. These new engines will also replace the currently successful BR500 and OM457 models of Mercedes-Benz trucks in Europe. As a result of these changes, Daimler's portfolio will be consolidated worldwide. All displacement categories of the heavy-duty engine platform are in-line six-cylinder engines in which, alongside economic aspects such as full commonality across all brands and engine sizes, special emphasis is placed on technological progress.

Dipl.-Ing. J. Hadler, Dipl.-Ing. F. Rudolph, Dipl.-Ing. R. Dorenkamp, Dipl.-Ing. H. Stehr, Dr.-Ing. T. Düsterdiek, Dipl.-Ing. J. Hilzendege, Dipl.-Ing. D. Mannigel, Dr. rer. nat. S. Kranzusch, Dipl.-Ing. B. Veldten, Dr. M. Kösters, Dipl.-Ing. A. Specht, Volkswagen AG, Wolfsburg, presented "Volkswagen's New 2.0 Litre TDI Engine Fulfills the Most Stringent Emission Standards".

The new 2.0 Litre 4V TDI engine with common rail technology, which will be available in the VW Jetta in the USA from mid-2008 onwards will meet the world's most stringent emission standards as set forth in the BIN5/LEV2 emission legislation. In addition to improvements in engine design, the common rail engine used in the Volkswagen Tiguan and the Audi A4 was further developed to include an NO<sub>x</sub> exhaust gas after-treatment system.

The special technical features of this engine include an optimised injection system, a low pressure exhaust gas recirculation system, an innovative cylinder pressure regulation concept as well as a NO<sub>x</sub> storage catalytic converter. These new engine components called for the development of new control algorithms and intensive co-ordination of parameters for the completely new combustion process. Thus a new

hardware and software architecture had to be designed for the engine control unit, which has in the meantime been made ready for series production.

## 6. Mixture Formation

Dr. R. Leonhard, J. Warga, Dr. T. Pauer, F. Boecking, Dr. D. Straub, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, presented: "Bosch 2000 Bar Common Rail System for Passenger Cars and Light Duty Vehicles".

Thanks to piezo technology, the 2000 bar injection system of Bosch, which has been series-produced since 2007, is characterized by highly flexible, high-precision dosing of diesel fuel at all operating points. Together with the new generation of high pressure pumps with maximum hydraulic efficiency, this fuel injection system contributes optimally to engine design solutions which assure compliance with the lowest emission levels in Europe and the US and a further reduction of CO<sub>2</sub> emissions. The lecturer described the complete system with its key components and core functions as well as measures for pressure boosting, multiple injection with minimum injection intervals and improved hydraulic efficiency. In his outlook to the future, the lecturer explained how Bosch improved its common rail injection technology further in order to assure the great success of diesel engines in Europe, America and Asia.

Dr. D. Schöppe, M. Hardy, S. Zülch, D. Geurts, Delphi Corporation, Bascharage/ Blois, reported: "Exceeding Customer Expectations with the Innovative Direct Acting Diesel Fuel Injection System. Unique Advantages of a Breakthrough Technology".

With its direct-drive common rail injector, Delphi is starting to implement a highly innovative concept for fuel injection in series-production. In Delphi's direct-drive common rail injector, the injector needle is activated by means of a piezo-ceramic actuator and is no longer moved by means of a conventional electro-hydraulic system. This permits faster and more accurate fuel injection into the combustion chamber combined with significantly improved spray quality. In addition, the fastest needle opening and closing times can be achieved irrespective of injection pressure. This concept has resulted in an impressive reduction of raw emissions, higher power density and lower fuel consumption.

Dipl.-Ing. S. Bauer, Dr. rer. nat. H. Zhang, Dipl.-Ing. R. Pirkel, Dr.-Ing. A. Pfeifer, Dr.-Ing. K. Wenzlowski, Dipl.-Ing. H.-J. Wiehoff, Continental AG, Regensburg, presented: "A New Piezo Common Rail Injector with Direct Drive and Closed Loop Functionality: Concept and Engine Benefits".

With the new 2000 bar piezo direct-drive common rail injector and the closed-loop injector featuring this concept for the first time, a new building block has been created for lowering emissions. The new concept offers a wide range of options for shaping reproducible injection rate curves and thus constitutes an alternative to conventional multiple injection patterns. By mapping injection needle positions during the injection process it is possible for the first time to close the volume control circuit. The small drifts and sample-to-sample deviations which cannot be entirely eliminated despite the stable hydraulic design are reliably

identified and compensated. Thus the system does not need to be fitted with cost-intensive additional closed-loop circuits controlled by cylinder pressure or lambda probe signals as with conventional diesel combustion processes if this injector system is used.

## 7. Powertrain Electrification

Dr. G. Schmidt, Vice President, Ford Motor Company, Dearborn, USA, presented: "Energy Storage and the Path to Sustainable Transportation".

The continued surge of energy demand and consumption presents major challenges to society and the environment. Security of energy supply and global climate change, which are also caused by the increased combustion of fossil fuels in order to meet growing energy demand, today have become major concerns. As individual mobility assured by the use of motor cars contributes to energy consumption as well, the automotive engineering industry, like other business sectors, faces the challenge to come up with solutions that will guarantee sustainable mobility. The social, economic and ecological aspects of sustainable individual mobility can be defined – in outline – by such key parameters as the need to be energy-efficient, environmentally friendly, convenient, affordable and socially acceptable. Starting with the primary sources of energy, the lecturer paid special attention to these parameters and evaluated the significance of potential future sources of special parameters of the different sources of energy and outlined the implications of their storage in the vehicle, before he subsequently assessed their sustainability in the well-to-wheel chain. In this context, he also examined the demands made upon, and challenges presented to, hybrid electric vehicle (HEV), plug-in hybrid electric vehicle (PHEV) and battery-driven electric vehicle (BEV) systems.

Univ.-Prof. Dr. G. Hohenberg, Darmstadt University of Technology, presented: "Replacing the Hybrid by Intelligent Driving?".

At the 27th Vienna Motor Symposium, held in 2006, the hybrid drive of the Lexus 2x400 was already described from a theoretical and practical perspective. This year's presentation, which described the new Lexus LS 600h, was a follow-up to this topic. The E-CVT transmission is designed as a so-called two-mode concept, which brings down consumption to acceptable levels even at high driving speeds.

By further improving the engine, it was possible to enhance the comfort of the hybrid system. The start/stop behaviour was even further optimised as compared to the very outstanding performance of the RX 400h. As far as this feature is concerned, the Lexus LS 600h L represents the state-of-the-art. When comparing the Lexus LS 600h L with other premium class vehicles in terms of fuel economy, it becomes obvious that the benefits of the hybrid concept cannot be offset, not even by an intelligent driver using foresight.

The far better fuel economy of hybrid engines in real traffic is obvious, not only as compared to gasoline engines but also to diesel engines. The more foresighted the driving style, the higher will be the saving potential compared to diesel engines, which are often considered as an alternative.

The reduction of CO<sub>2</sub> emissions which can be attained by

intelligent driving in the urban cycle correspond to close to 30%, whereas with a dynamic driving style this difference shrinks to about 10%. This explains the sometimes widely differing test results for hybrid and diesel cars reported by the press.

The hybrid is, of course, no panacea for solving the current CO<sub>2</sub> problem. Concluding, the lecturer explained that the use of hybrid and/or diesel cars will not be sufficient to achieve the CO<sub>2</sub> target values. Under the aspect of "intelligent simplicity", the logical consequence can only be the downsizing of vehicles.

Dr. T. Weber, Member of the Board of Management, Daimler AG, Stuttgart, reported: "Electrified Vehicle – a Trend for the Future".

Hybrid technology forms an integral part of the drive strategy for sustainable mobility, as internal combustion engines will remain the dominant drive system in the coming decades. Hybridisation will allow further efficiency gains and thus also higher fuel efficiency. For this reason, Daimler, in principle, is developing only vehicles and engines which are suitable for hybridisation. Nevertheless, hybrid vehicles must be seen realistically in terms of their market potential, production capacity and the fuel economy benefits they offer. At present, hybrid vehicles account for approximately 500,000 units of total sales of 57.7 million passenger cars world-wide. This corresponds to a market share of a mere 0.9 per cent of global vehicle sales.

Market forecasts for the US assume a market share of between 6 and 30% by the year 2020. An examination of available production capacity also shows that hybridisation offers only one possible option among many: experts anticipate an expansion of hybrid production capacity to about one million units annually by 2010. This figure corresponds to slightly less than two per cent of annual worldwide demand for passenger cars.

Daimler believes that the combination of hybrid modules with clean Blue TEC diesel technology offers the greatest potential. Mercedes-Benz will launch its first passenger car with a Blue Tec hybrid drive system in 2010.

## 8. Supercharging

Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck, Dipl.-Ing. T. Ross, Dipl.-Ing. C. Guhr, Dresden University of Technology, presented: "New Methods for Proper Boosting Systems".

Today, single-stage charging systems can often no longer meet customers' demands. In contrast to gasoline engines, diesel engines are predestined for regulated two-stage turbocharging due to their lower exhaust gas temperatures and reduced sensitivity to residual gas. As a result of their complexity, dimensioning and testing of modern charging systems always require extraordinary efforts.

Dr.-Ing. H. Németh, Prof. Dr.-Ing. L. Palkovics, Knorr-Bremse R&D Center, Budapest; Prof. Dr.-Ing. H. Hitziger, Dr.-Ing. E. Gerum, Knorr-Bremse SfN GmbH, Munich; Prof. Dr.-Ing. R. Flierl, Kaiserslautern University of Technology, presented: "PBS – A New Solution to Improve Dynamic Torque Rise and Emission Behaviour of Supercharged Diesel Engines by Electronic Controlled Air Injection".

Efforts to improve the dynamic response of supercharged internal combustion engines by adding compressed air are well known. However, these efforts showed only limited success, since the response time of the applied components was too long. This resulted in high demand for additional compressed s-p air, which series-produced compressors were unable to deliver.

A favourable combination of two parallel technological developments in the past few years (i.e. electronic diesel injection systems for commercial vehicles, common rail injection, and highly dynamic, electronically controlled components for brakes used in commercial vehicles) resulted in the development of a pre-production system based on series-produced components which can be easily integrated into the charge air system. The new system resulted in a significant improvement of the response and acceleration characteristics of the engine and the vehicle. The minimised additional quantity for compressed air that is required can normally be supplied through the optimisation of a series-produced compressed air unit. The lecturer described the design and functioning of the system and reported the results of simulation studies, as well as dynamometer and driving tests.

Dipl.-Ing. A. Königstein, Dipl.-Ing. P.-I. Larsson, General Motors Powertrain Europe, Rüsselsheim; Prof. Dr. U.D. Grebe, Dr. K.-J. Wu, General Motors Powertrain, Pontiac, USA, presented: "Differentiated Analysis of Downsizing Concepts".

In downsizing, a naturally aspirated engine is replaced by a boosted engine having a smaller displacement. In the past, downsizing was mainly used for increasing maximum performance whereas nowadays reducing fuel consumption by downsizing is gaining increasing importance.

A detailed analysis of fuel consumption maps shows that turbocharged gasoline engines have a higher brake specific fuel consumption than naturally aspirated engines. Only when a naturally aspirated engine and a downsized turbocharged engine are compared at the same torque will the turbocharged engine show better fuel consumption in the low to mid torque range of the engine map. The reason is that the engine with the smaller displacement is operated at a higher bmep, which is inversely proportional to the displacement. This load range can be widened by selecting a small displacement for the turbocharged engine. A downsizing factor (displacement of NA engine divided by the displacement of turbo engine) of at least 1.4 is recommended. In order to achieve better fuel economy in the vehicle as well, the overall gear ratio must be decreased. This approach makes sense as the rated engine speed of turbocharged engines is generally lower than that of naturally aspirated engines, and the torque of turbocharged engines is higher and wider than that of naturally aspirated engines having the same output. The maximum gear ratio is, however, limited by such factors as starting behaviour and driving quality. Overall downsizing is not merely an engine concept, but represents an efficient combination of the right engine, transmission and vehicle. Under favourable and comparable conditions, fuel econo-

my can be improved by approximately 11%. However, this percentage declines with higher vehicle weights.

## 9. Combustion

Prof. Dr.-Ing. S. Pischinger, Dipl.-Ing. K. G. Stapf, Dipl.-Ing. D. Seebach, Dipl.-Ing. C. Bucker, RWTH Aachen; Priv.-Doz. Dr.-Ing. P. Adomeit, Dr.-Ing. J. Ewald, FEV Motorentchnik GmbH, Aachen, reported: "Controlled Auto-Ignition: Combustion Rate Shaping by Mixture Stratification".

Controlled auto-ignition is a promising option for achieving future objectives in the design of gasoline engines. In view of its acoustic behaviour, this combustion process can only be applied under part load and is not suitable for high loads and high speeds. Moreover, a more complex control process is needed for auto-ignition so as to be able to assure self-ignition of the engine. The lecturer explained the different possibilities for regulating both the stratification in the cylinder and the combustion rate of the controlled auto-ignition process.

He also illustrated, in particular, different residual gas strategies and injection times and quantified the resulting stratification in the combustion chamber by means of numerical parameters. He demonstrated the direct correlation between the local distribution of the fuel, air and residual gas in the combustion chamber and the start and duration of combustion. A strongly uneven distribution of the fuel in the combustion chamber results in faster combustion, whereas a strong stratification of the residual gas in the cylinder leads to a retarded, slower combustion.

Dr.-Ing. M. Alt, Prof. Dr.-Ing. U.D. Grebe, J.R. Dulzo, M.S.E.E. V., A. Ramappan, M.S.M.E., GM Powertrain, Pontiac, USA; Dipl.-Ing. P. Kafarnik, GM Powertrain Europe, Rüsselsheim; P. M. Najt, M.S.M.E., GM Research & Development, Warren, USA, presented: "HCCI – from Lab to the Road".

GM demonstrated the HCCI combustion process in two driveable concept vehicles. Transferring HCCI technology from single-cylinder steady-state engine operation in the laboratory to a modern passenger car had been a significant challenge. Transient HCCI operation has become possible through the development of high-performance electronic engine systems for controlling direct injection and variable valve timing as well as cylinder pressure sensor technology. Variable valve timing controls in-cylinder residual gas and direct injection allows the balancing of cylinders. Robust engine control with a cylinder pressure sensor unit is necessary for compensating the influence of parameters which cannot be changed, such as fuel properties and ambient conditions but which determine the main combustion phase.

The objective of this development is the maximisation of the utilisable HCCI map range so as to achieve better fuel economy for the largest possible number of engine-vehicle combinations. The HCCI combustion concept permits a reduction of fuel consumption of up to 15% in the European driving cycle as compared to an engine with port-injection without any trade-off in the favourable cost, weight and performance characteristics of gasoline engines.

Dr.-Ing. W. Steiger, Dr.-Ing. C. Jelitto, Dipl.-Ing. S. Schmerbeck, Volkswagen AG, Wolfsburg, presented: "GCI and CCS – Two New Combustion Systems from Volkswagen".

Within the Volkswagen Group's engine research department various concepts for partial auto-ignition of gasoline engines and partial homogenisation of diesel engines are being intensively studied. Both combustion processes were described and evaluated by the lecturer. The objective is to combine the advantages of low-emission gasoline combustion with the efficiency of the auto-ignition diesel combustion method.

The combination of the two combustion processes is called the CCS combustion method. In this process, fuels are used which have the properties required for this particular combustion method. Volkswagen's research department developed and presented to the public a new innovative combustion process, the GCI combustion method, in 2006 on the basis of a gasoline engine fitted into a vehicle. The lecturer illustrated the GCI combustion process which is used both in freely aspirated and turbo-charged gasoline engines. All technological prerequisites for series production have been met and all necessary steps have been assessed. All results were validated in a research prototype using a conventional three-way catalytic converter, and the maximum permissible emission values were met despite above-stoichiometric GCI operation.

## 10. Exhaust Gas Aftertreatment

Dr. T. Fukuma, T. Asanuma, Dr. N. Ohashi, M. Inoue, K. Ishibashi, Toyota Motor Corporation, Shizuoka, Japan, presented: "Toyota's Diesel Aftertreatment Strategy for Future Emission Compliance".

Toyota introduced the diesel particulate and NO<sub>x</sub> reduction (DPNR) system based on the Toyota D-CAT concept in the European market in 2003 and continued its development so as to assure compliance with future low emission standards.

Further important improvements were made to the NO<sub>x</sub> catalyst material with a view to heightening thermal resistance and the efficiency of the desulphurisation methodology. The high thermal resistance of NO<sub>x</sub> catalysts achieved through Pt-O-Ce bonding results in the suppression of precious metal sintering in order to obtain higher catalytic activity after ageing, especially under lower temperature conditions.

The desulphurisation performance was enhanced through the addition of TiO<sub>2</sub> catalyst support material, by assuring overall temperature uniformity in the catalyst and by using rich combustion reduction control in addition to exhaust port injection. Through these improvements, a NO<sub>x</sub> conversion efficiency of over 70% was achieved in the new European driving cycle (NEDC) after ageing, which was further raised by means of a sulphur trap catalyst.

A comparison of the improved NSR with Urea SCP solution was carefully investigated in order to decide the future strategy, taking into account NO<sub>x</sub> reduction efficiency, fuel penalty, system costs, vehicle packaging conditions

and development times. As a result, it was concluded that NSR was the optimum solution for vehicles in the C and D segments.

Dr.phil.nat. U. Göbel, Dipl.-Ing. W. Müller, Dr.-Ing. I. Grisstede, Dr. rer. nat. F. Rohr, Umicore AG & Co. KG, Hanau, reported: "Diesel NO<sub>x</sub>-Aftertreatment Systems for North America".

The development of heavy-duty (SUV) passenger cars focuses currently on the introduction of urea-SCR-technology. For medium and light passenger cars, NO<sub>x</sub> storage catalysts are the method of choice. In 2006, the first LNT-based applications which complied with tier 2 BIN standards were launched in North America. The lecturer discussed the main approaches to lower NO<sub>x</sub> emissions in the Volkswagen Jetta 2.0 l TDI which meets tier 2 and 5/LEV 2 emission standards in North America. He also explained model gas, engine bench and vehicle test results in order to describe the development of an exhaust-gas aftertreatment system with NO<sub>x</sub> storage catalysts. Major objectives in the development of NO<sub>x</sub> aftertreatment technologies are the widening of the active temperature window, as well as the improvement of high-temperature stability and desulphurisation characteristics of individual catalytic converter components.

Dr. H.S. Gandhi, Dr. J.R. Theis, Ford Motor Company, Dearborn, USA, presented: "Potential Application of SCR Technology to GDI Engines".

To date, lean NO<sub>x</sub> traps (LNT) have been used on GDI engines for lean NO<sub>x</sub> control. Selective catalytic reduction (SCR) with NH<sub>3</sub> has several advantages over a LNT, including a broader temperature window and increased robustness to the feedgas NO<sub>x</sub> level. SCR catalysts also do not need the rich purges required by NO<sub>x</sub> traps. Finally, SCR catalysts use inexpensive base metals instead of the precious metals used in NO<sub>x</sub> traps. However, a concern was that hot rich exhaust conditions (e.g., during trailer tow) could degrade the zeolite based SCR catalysts being developed for mobile applications. Therefore, laboratory samples of an iron/zeolite SCR catalyst and a copper/zeolite SCR catalyst were aged at high temperatures using different A/F ratio schedules. Both SCR formulations exhibited high NO<sub>x</sub> performance after ageing, indicating that both catalysts were sufficiently durable for GDI engines. The effects of sulphur on the SCR catalysts were investigated. An optimised combination of Fe and Cu SCR catalysts provided robust NO<sub>x</sub> performance with different NO concentrations at different temperatures. Finally, the effects of the NH<sub>3</sub>/NO ratio on the NO<sub>x</sub> conversion and NH<sub>3</sub> slip were evaluated.

## 11. Hybrid / Otto – Diesel

Dipl.-Ing. O. Bitsche, Dipl.-Ing. J. Schenk, Dr. N. Armstrong, Dipl.-Ing. O. Vollrath, Dipl.-Ing. P. Antony, Daimler AG, Stuttgart, presented: "Premium Hybrids – Scenarios and Solutions of Mercedes-Benz".

Increasingly stringent ecological and economic demands made upon engines and transmission systems call for the use of electric propulsion technology in drivetrains. By designing modular components specific to hybrid vehicles, such as start/stop systems, integrated electric

motors, high-performance electronics, scaleable battery systems, and auxiliary equipment, a wide range of different degrees of hybridisation can be achieved. Mercedes-Benz has created a broad platform for hybridisation which is adjustable to all powertrains and the specific character of its model lines.

Prof. A.E. Catania, Prof. E. Spessa, Politecnico di Torino, Dr. V. Paladini, Dr. A. Vassallo, General Motors Powertrain Europe, Torino, presented: "Influence of Hybrid Operation on Fuel Consumption and Emissions for Micro-, Mild- and Strong-Hybrid Diesel Applications".

The potential of improved fuel economy and the challenges of exhaust gas emissions for micro, mild and full hybrid applications in light-weight commercial vehicles based on the GM 1.9 Litre 4-cylinder in-line diesel engines were studied in a number of experiments. Optimised hybrid cycles were simulated on a dynamic engine test bench and the findings were subsequently compared with a conventional base engine.

It was found that hybridisation also makes sense in combination with highly efficient internal combustion engines (diesel). The micro hybrid has approximately 4% better fuel economy, the mild hybrid (i.e. starter-generator) consumes approximately 10% less fuel and the full hybrid (power split) allows a 14% reduction of fuel consumption. Hybridisation can also influence exhaust gas emissions. Furthermore, it became obvious that the chosen system affected the composition of the exhaust gas. By reducing the number of idling parts of the engine, HC and CO emissions in particular were generally lowered. In contrast, full hybrid engines are characterised by higher NO<sub>x</sub> and PM emissions which called for an adjustment of the engine calibration, so that the emission levels assumed for the initial applications could be reached. This goes to show that hybridisation, especially full hybrids, is not a plug-in – and play solution. Much rather, it is necessary to integrate hybrid systems into design.

Dr.-Ing. R. Marquard, Dr.-Ing. Dipl.-Wirt, Ing. A. Hanenkamp, MAN Diesel SE, Augsburg, presented: "The MAN 32/40 PGI, a Synthesis of the Otto and Diesel Cycles".

Power plants with large gas engines can be operated with optimum efficiency on account of their basic thermodynamic processes. Large diesel engines with their high potential for mean pressure values, high compression ratios and favourable turbocharging conditions are configured to serve as base engines. The lean air-gas-fuel mixture is ignited either by means of a spark plug or through auto-ignition after the injection of a small volume of diesel. At higher mean pressure rates, the ignition energy of the spark plugs must be dramatically raised, resulting in a disproportionately rapid wear of the plugs. Therefore, the utilisation of the existing mean pressure potential appears problematic for cost reasons. The performance gas injection method (PGI) developed by MAN uses high ignition energy for igniting very lean mixtures. This process assures low NO<sub>x</sub> emissions combined with high efficiency. In addition, the PGI process permits a widening of the operating window, as extremely lean mixtures can be used.

## 12. Powertrain

Dipl.-Ing. F. Eichler, Dipl.-Ing. A. Fürschuss, Dr.-Ing. M. Hart, Dipl.-Ing. R. Schaich, Dipl.-Ing. B. Tschamon, Dipl.-Ing. R. Illenberger, Dipl.-Ing. M. Glose, Dipl.-Ing. W. Zimmermann, Mercedes-AMG GmbH, Affalterbach, presented: "The Powertrain for the New C63 AMG".

Based on the AMG M156 engine which was first installed in the ML 63 launched in December 2005, a strongly performance – oriented and emotional concept was conceived in combination with the NA 6.2 7-speed converter transmission.

The large 6.2 Litre M156 engine is the first engine that was exclusively developed by AMG and has no features of the base engine designed by the parent company Daimler. The engine is characterised by low specific weight, outstanding power and torque values as well as excellent revving behaviour despite its large displacement cylinders. Special attention was given to efficient combustion and a high degree of mechanical efficiency. The LDS process, which was used for cylinder wall coating for the first time in a production engine, combined with an extremely sturdy liner structure, contributed significantly to the engine's outstanding features. Thanks to the space-saving design of the cylinder heads, as well as the special crankshaft configuration and the high degree of integration of the individual systems, the engine is very compact given its large displacement.

Dr.-Ing. L. Spiegel, Dipl.-Ing. M. Kerkau, Dipl.-Ing. G. Bofinger, Dipl.-Ing. S. Müller, Dipl.-Ing. R. Meier, Dr.-Ing. H.-J. Neußer, Dr. Ing.h.c.F. Porsche AG, Weissach, reported: „Powertrain Management in Sports Cars in order to Reduce Fuel Consumption“.

The lecturer explained Porsche's design philosophy by describing the technological potential for conceiving a typical sports car engine. The drive management system co-ordinates all technological options which were realised in order to obtain a sporty and efficient drive. Drivers can choose whether they want to use either a standard or sporty operating mode. In addition, a thermo-management system was developed with a view to optimising the engine warm-up phase, and part-load as well as full-load operation, so as to match the characteristics of sports cars. The lecturer described in detail the potential of an idling/stop system and its complex integration into the vehicle. Adaptive switching strategies, he explained, are used in automatic transmission for the automatic selection of the switching time for optimising fuel consumption and performance.

Dipl.-Ing. M. Bek, Dipl.-Ing. P. Schiele, ZF Getriebe GmbH, Friedrichshafen, presented: "Hydraulic Impulse Oil Storage – How ZF Automatic Transmissions Contribute to CO<sub>2</sub> Reduction".

With the development of an eight-speed transmission series, ZF has made a substantial contribution to higher fuel economy and the reduction of CO<sub>2</sub> emission levels. Alongside modifications to the transmission, the eight-speed series also offers an option for the use of an engine start/stop function which turns off the engine when the vehicle stops, thus avoiding fuel consumption during idling.

The option to use the start/stop function has led to a further improvement of fuel efficiency of approximately 5% in the NEDC (New European Driving Cycle).

### 13. New Otto Engines

Dr. M. Bollig, Dr. H. Haas, Dr. G. Kiesgen, Dipl.-Ing. O. Moirano, Dipl.-Ing. J. Schopp, Dr. A. Schueers, BMW Group, Munich, presented: "The New High-Performance Variant of the New Small 4-Cylinder Engine Family for the MINI Cooper S Works".

Under the lead of BMW and in cooperation with PSA, the new four-cylinder engine family was developed. To date it has covered four different performance categories featuring two different technologies which are used in varying numbers by BMW and PSA. On the basis of this engine family, BMW designed its own high-performance version with an output of 155 kW/260 N·m for the new Mini Cooper Works, which will be exclusively used in the Mini. The lecturer illustrated the development objectives, and the modifications that were made leading to the results with regard to the engine's functionality and acoustic behaviour.

Dipl.-Ing. M. Fitzen, Dipl.-Ing. W. Hatz, Dipl.-Ing. Axel E., Dr.-Ing. T. Heiduk, Dipl.-Ing. J. Riegner, Audi AG, Ingolstadt, reported: "The Audi 3.0 Litre TFSI – the New Top-of-the-Range V6 Engine".

The 3.0 l TFSI represents Audi's new top-of-the-range V6 engine. In its basic form this engine design delivers 213 kW and 420 N·m. The fundamental design of the engine was taken over from the naturally aspirated V6 engines as revised in 2006, including measures to reduce friction losses. An entirely new development is the supercharger module, with integrated Roots blower, bypass regulation and charge air cooling. All components are accommodated inside the V. As a result of the extremely compact dimensions it has also been possible to take over the arrangement of the inlet and exhaust systems directly from the naturally aspirated engines without any changes. In conjunction with direct injection, this engine sets new standards in terms of responsiveness, efficiency and acoustic behaviour. The new Audi V6 3.0 Litre TFSI combines excellent torque and power output with outstanding responsiveness, while offering the same package and exhaust-related benefits as naturally aspirated engines. Thus it is ideally suited for a wide range of applications within the Audi model portfolio.

Dipl.-Ing. K. Joos, Dipl.-Ing. P. Lückert, Dipl.-Ing. F. Kreitmann, Dr.-Ing. N. Merdes, Dr.-Ing. R. Weller, Dipl.-Ing. E. Rau, Daimler AG, Stuttgart, presented: "New Mercedes-Benz V6 Sports Engine – The Sporty Way to Save Fuel".

Since spring 2004, the V6 gasoline engine with its internal model designation M 272 has been series-produced by Mercedes-Benz. This six-cylinder engine is installed in all Mercedes-Benz passenger cars with standard and four-wheel drive, without any technical variations. As part of a model refinement package, this 3.5 Litre, V6 engine was developed within a period of only 21 months for the SL and SLK roadster model series in order to accentuate the sporty character of these cars. The goal was to combine sporty performance with a wide rpm range, markedly increased

power output, sporty acoustic behaviour and significantly better fuel economy.

In order to meet all of these criteria, the chain drive and valve train were modified and the gas exchange system and the combustion chamber were entirely redesigned. By maintaining the favourable cylinder charge values, combustion chamber turbulence was drastically modified. In combination with improved fuel-air mixture formation, as well as a higher compression ratio, both engine output and efficiency were raised.

### 14. Engine Mechanics

J. Harada, T. Yamada, K. Watanabe, Toyota Motor Corporation, Japan, presented: "The New L4 Gasoline Engines with VALVEMATIC System".

Toyota developed a continuously variable valve timing and lift control system called "Valvematic". By implementing this system, fuel consumption can be improved as a smaller valve lift is used under low and middle engine loads (reduction of pumping loss by closing the intake valve earlier).

The system uses a special rocker arm for continuously variable valve timing and lift. It is located between a conventional roller-rocker arm and the camshaft. An electrically actuated motor controls the lift and valve opening time, whereas a hydraulic controlled variable valve timing mechanism (VVT-i) is also arranged on both the intake and exhaust camshafts.

The newly developed actuator contains Toyota's original planetary roller screw unit translating rotary movement of the motor into linear actuation. Thanks to the alignment of rocking centre and actuator drive direction, a compact design has been achieved.

In 2007, Valvematic was introduced on the Japanese market on a 2.0 litre engine (3ZR-FAE), which has the largest displacement of the ZR series. The engine employs a cam housing structure with a valve-train system separated from the cylinder head. This structure allows the use of a large number of common parts with the conventional engine, and an easy mounting of the Valvematic system by changing only the cam housing assembly.

Thanks to the integrated control of Valvematic, VVT-I and the throttle valve, the fuel consumption of this engine was lowered by 5 to 10%.

Maximum power was also improved by approximately 11 kW thanks to optimised volumetric efficiency by means of the Valvematic system. Furthermore, exhaust emissions were lowered due to the increased induction flow rate into the cylinders at smaller valve lift operating conditions.

T. Fujita, S. Kiga, Nissan Motor Co., Ltd., S. Tsuruta, Hitachi, Ltd., Kanagawa, Japan, presented: "The Innovative Variable Valve Event and Lift System (VVEL) for the New Nissan V6 and V8 Engine".

Nissan has recently developed a new variable valve event and lift (VVEL) system that continuously controls both the intake valve lift and the event angles (valve opening and closing timing) over a wide range. Combined with the conventional VTC technology, this VVEL system optimally

controls the intake valve timing and lift for matching engine operating conditions. This technical specification enables thus to achieve well-balanced improvement for major performance of engines.

This paper describes the basic configuration of the VVEL system, its electrical control system as well as the effects involved for improving the overall engine performance. Moreover, it also explains the production technology for the applying expansion from V6 to V8. At the same time, the future view of this VVEL technology is introduced.

Dr. H. Unger, Dr. J. Schneider, Dr. C. Schwarz, Dr. K.-F. Koch, BMW Group, Munich, presented: "VALVETRONIC – Experience from Seven Years of Series Production and a Look into the Future".

With its new four-cylinder engine, BMW in 2001 launched the first car petrol engine to use a fully variable valve train, BMW Valvetronic, to control engine load. This resulted in a reduction in fuel consumption by 12% as compared to its predecessor and created the base technology for all future BMW petrol engines. Since its launch, Valvetronic has been continually developed and will meet all requirements and realise further potential in the future.

Thanks to the potential of the Valvetronic, thermodynamics have been improved and contributed significantly to higher fuel economy. In addition, it offers large future potential for the reduction of fuel consumption in combination with other new technologies, such as homogeneous direct injection and turbo-charging.

The manufacture of a system such as the v in series production was, and remains, at least as big a challenge for automotive engineers as was its initial design and development. BMW has already produced and sold over 2.5 million engines with the Valvetronic system.

## 15. Closing Session: View into the Future

Prof. Dr. M. Winterkorn, Chairman of the Board of Management, Volkswagen AG, Wolfsburg, discussed: "Sustainability and Mobility – Challenges Involved in the Development of New Powertrain Technologies in the Volkswagen Group".

He said: "We at Volkswagen consider sustainability not only as a challenge but primarily as an opportunity" and drew special attention to the following areas:

- "Technologies like the TDI, TSI and TFSI and our double-clutch transmission systems, first launched in Europe, are conquering the world".
- New concepts such as Blue Motion or eco-fuel driven vehicles, the diesel hybrid or alternative fuels like Sun Fuel will be widely used in regional applications.
- "With the new compact family we have an entirely new vehicle generation which will set new standards in terms of environmental friendliness".

F. Fehrenbach, Chairman of the Board of Management, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, presented: "The Challenges Facing Global Suppliers".

The key challenges facing global suppliers in the automotive industry can be summarised as follows:

- Changes in the global economy, the regional redistribution of gross domestic products (GDP) and shifts in global automobile production will strengthen the economies of the Asia Pacific region, in particular.
- The increase in the oil price, exchange rate risks, rising prices for raw materials, and the automotive industry's relatively negative annual price trends call not only for ever higher productivity, but also for considerable global innovative strength, with greater regional expertise.
- The future challenges resulting from the need to reduce emission levels further also require greater technological expertise and innovative strength.
- The low-price category is opening up completely new market segments. These also require completely new technological solutions which, together with the optimisation of emissions, will significantly increase technological diversification and general complexity.
- But the desire to minimise emissions is not everything. There is also the vision of accident-free driving. Here again, one of the main ways to achieve this is through the innovation of components and systems.
- Standardisation, the classical solution for reducing complexity, must be brought into line with customer requirements, which differ greatly from region to region.

Dr. D. Zetsche, Chairman of the Board of Management, Daimler AG, Stuttgart, presented: "For the Love of Inventing: Innovation as Engine of Growth in the Auto Industry".

Carl Benz once said: "The passion for invention never ends". This sentence applies not only to Daimler, but to the entire automotive engineering industry. The "passion for invention" remains one of the most important driving forces in the automobile industry.

Individual mobility has been significantly enhanced by the automobile. In the 19th century, the average European travelled just 20 km in the course of a year, today the equivalent number is 20 km per day. Thanks to the automobile we are less dependent on distances from one place to another and can thus virtually "drive towards" new potential developments. A car liberates – it gives people the freedom to choose where they live, where they work, how they spend their leisure time, and so on. It gives people a wider choice. This is why the spread of the automobile is often synonymous with democratisation. As a result, the 20th century is rightfully known as the "century of the automobile". But let us bear in mind that what we have witnessed was only the first century of the automobile; the second has just begun.

\*\*\*

The papers presented at the 29th International Vienna Motor Symposium are contained in the VDI progress reports (VDI Fortschritt-Berichte), series 12, no. 672.

*Artykuł recenzowany*

Univ.-Prof. Dr. techn. Hans Peter Lenz – President of the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK) in Vienna, Austria.

*Prof. dr Hans Peter Lenz – przewodniczący Austriackiego Stowarzyszenia Inżynierów Motoryzacji (ÖVK).*



## Trends in the european legislation on LDV pollutant emissions

*The article presents current European homologation legislation regarding LDV emissions (as of 31.10.2008). New legislation of the European Union: Euro 5 and Euro 6, that will be implemented in years to come, is also presented. The system of emission compliance supervision, permissible values and measurement methodology have been discussed. Trends in the development of the above legislations in Europe have been presented.*

Key words: ecology, emission legislation, passenger vehicles

### Kierunki zmian europejskich przepisów dotyczących emisji zanieczyszczeń z samochodów osobowych i dostawczych

*W artykule omówiono obecnie obowiązujące przepisy homologacyjne dotyczące emisji zanieczyszczeń z samochodów osobowych i dostawczych w Europie (według stanu na 31.10.2008 r.). Przedstawiono także nowe przepisy Unii Europejskiej: Euro 5 i Euro 6, które będą stopniowo wprowadzane w najbliższych latach. Omówiono system kontroli zgodności z wymaganiami w zakresie emisji zanieczyszczeń, wartości dopuszczalne oraz metody pomiarów. Przedstawiono tendencje rozwoju tych przepisów w Europie.*

Słowa kluczowe: ekologia, przepisy dotyczące toksyczności spalin, samochody osobowe

#### 1. Introduction

The first regulations regarding vehicle emissions were introduced in the beginning of the 70's of the last century. The regulations concerned passenger vehicles and other vehicles of maximum mass not exceeding 3500 kg. Ever since a large growth in the requirements for the above mentioned vehicles has been observed.

The emission requirements are set forth in two types of regulations:

- those related to the type approval, hereinafter referred to as the homologation regulations (the manufacturer of the vehicles is responsible for compliance with these requirements),
- those related to the technical conditions of vehicles in operation (the owner or the user of the vehicles is responsible for compliance with these requirements).

The analysis performed herein is limited to the regulations on the homologation of vehicles of type N and M – LDV. In Europe the regulations are set forth in the following documents: EU Directives and EU Regulations as well as Regulations issued as addenda to the Geneva Convention of 1958 on homologation of vehicles [7], the signatories of which may be the states of the ECE UN, hereinafter referred to as ECE UN regulations.

The analysis performed herein refers to the legislation on pollutant emission binding at present (as of 31.10.2008) and the new legislation that the European Union has started to introduce. This new legislation sets up the emission requirements Euro 5 and Euro 6 for LDV that will be in force in years to come.

In the new legislation for the first time in history the terms "Euro" have been used. These terms were not used in any Directives and ECE UN regulations before. The division of

#### 1. Wprowadzenie

Pierwsze przepisy dotyczące emisji zanieczyszczeń z pojazdów samochodowych wprowadzono w Europie na początku lat siedemdziesiątych ubiegłego stulecia. Odnosiły się one do samochodów osobowych i samochodów do przewozu ładunków o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg. Od tego czasu nastąpił znaczny wzrost wymagań odnośnie do ograniczenia emisji zanieczyszczeń z tych pojazdów.

Wymagania w zakresie emisji zanieczyszczeń są ustalone w dwóch rodzajach przepisów:

- dotyczących homologacji typu, zwanych dalej przepisami homologacyjnymi (za spełnienie tych wymagań jest odpowiedzialny producent pojazdu),
- dotyczących warunków technicznych pojazdów w eksploatacji (za spełnienie wymagań jest odpowiedzialny właściciel lub użytkownik pojazdu).

Analiza przeprowadzona w artykule jest ograniczona do przepisów homologacyjnych dla pojazdów kategorii M i N, należących do grupy pojazdów lekkich. W Europie przepisy te są ustalone w dyrektywach i rozporządzeniach Unii Europejskiej (UE) oraz w regulaminach wydanych jako załączniki do Porozumienia Genewskiego z 1958 r. w sprawie homologacji pojazdów [7], którego sygnatariuszami mogą być państwa należące do Europejskiej Komisji Gospodarczej (EKG) ONZ, zwanych regulaminami EKG ONZ.

Analizie poddano obecnie obowiązujące przepisy dotyczące emisji zanieczyszczeń według stanu na 31.10.2008 r. oraz nowe przepisy, które Unia Europejska zaczyna wprowadzać. Ustalają one dla pojazdów lekkich wymagania Euro 5 i Euro 6, które będą obowiązywały w najbliższych latach.

W nowych przepisach po raz pierwszy zastosowano oficjalnie termin „Euro”, do tej pory nieużywany ani w dyrektywach UE, ani w regulaminach EKG ONZ. Również

M and N category into light and heavy duty vehicles were also officially introduced in the European legislation on emissions.

## 2. Currently binding legislation for light duty vehicles

It has been agreed that in the current regulations vehicles of maximum mass not exceeding 3500 kg are referred to as light duty vehicles i.e. the following homologation categories: M (most of the M1 vehicles and a fraction of M2; M3 vehicles of maximum mass greater than 3500 kg do not occur) and N1.

Current regulations on light duty vehicle emissions (Tab. 1) are set forth in the following documents: for homologation in EU-directive 70/220/ECE [2] amended by directive 2003/76/WE and for homologation in ECE UN in the regulation 83, 05 series of amendments [12].

The directive 70/220/ECE and regulation 83 apply to LDV of the homologation category M and N, fitted with SI engines fuelled with gasoline, LPG and NG, and CI engines fuelled with diesel oil.

For vehicles of N1 category fitted with CI and SI engines fuelled with LPG and NG the manufacturer may choose the requirements. These could be either the requirements set forth in directive 70/220/ECE and regulation 83 or directive 2005/55/WE and regulation 49.

In the technical aspect the directive 70/220/ECE and regulation 83 are currently concurrent. Yet, from time to time they may show certain differences in requirements and testing methodology. Table 1 presents the principles of testing of M category vehicles of maximum mass not exceeding 3500 kg and the vehicles in the N1 category.

The emission requirements in type I test have been presented in Fig. 1 and Fig. 2.

Type I test is performed for vehicles in the category: 1) M1 of maximum mass not exceeding 3500 kg, M2 of maximum mass not exceeding 3500 kg and N1, fitted with SI engines fuelled with gasoline, 2) M1 of maximum mass not exceeding 3500 kg and N1, fitted with SI engines fuelled with LPG and NG, 3) M1 of maximum mass not exceeding 3500 kg and N1, fitted with CI engines fuelled with diesel oil.

Type I test just like the types II and III has been included in the European regulations since the beginning of the legislation – the 1970's of the last century. Ever since substantial changes have been introduced in that legislation. The basic elements of this test have been modified: the testing principles, permissible values and methods of measurement. Current permissible emission values (Euro 4) from passenger vehicles fitted with SI engines fuelled with gasoline are lower than in 1970s. In the initial regulations by 25–46 times for CO, 20–28 times for HC and 34–46 times for NO<sub>x</sub>.

Stringency of emission requirements does not only depend on the permissible limits but also on other factors such as the testing and measurement methods. As a measure of stringency of a given requirement level the ratio of adjusted permissible values in the initial regulations to the current value for a given requirement level, called stringency index,

podział pojazdów kategorii M i N na dwie grupy „lekkie” i „ciężkie” po raz pierwszy oficjalnie wprowadzono w przepisach europejskich dotyczących emisji zanieczyszczeń. Termin „pojazdy lekkie” zastosowano w artykule także przy analizie obecnie obowiązujących przepisów, mimo że nie jest w nich używany.

## 2. Przepisy obecnie obowiązujące dla pojazdów lekkich

Przyjęto umownie, że w obecnych przepisach do „lekkich” zalicza się pojazdy o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg, tzn. należące do kategorii homologacyjnych: M (większość samochodów kategorii M1 i niewielka część M2; pojazdy kategorii M3 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg nie występują) oraz N1.

Obecnie obowiązujące przepisy dotyczące emisji zanieczyszczeń dla pojazdów lekkich (tab. 1) są ustalone w następujących dokumentach:

W systemie homologacji UE w dyrektywie podstawowej 70/220/EWG [2] znowelizowanej przez dyrektywę 2003/76/WE oraz w systemie homologacji EKG ONZ w regulaminie 83, seria 05 poprawek [12].

Dyrektywa 70/220/EWG i regulamin 83 dotyczą pojazdów samochodowych lekkich, wyposażonych w silniki o ZI zasilane benzyną, LPG i NG oraz w silniki o ZS zasilane olejem napędowym.

Dla pojazdów kategorii N1 wyposażonych w silniki o ZS oraz w silniki o ZI zasilane LPG i NG producent może wybierać wymagania. Mogą to być wymagania ustalone w dyrektywie 70/220/EEC i regulaminie 83, albo ustalone w dyrektywie 2005/55/WE i regulaminie 49.

Pod względem technicznym dyrektywa 70/220/EEC i regulamin 83 są obecnie zharmonizowane. Mogą jednak występować między nimi różnice zarówno w wymaganiach, jak i metodzie badań.

W tablicy 1 podano zasady badań pojazdów kategorii M o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg oraz kategorii N1. Wymagania w zakresie emisji zanieczyszczeń w teście typu I przedstawiono na rys. 1 i 2.

Test typu I stosuje się do badań samochodów kategorii: 1) M1 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg, M2 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg oraz kategorii N1, wyposażonych w silniki o ZI zasilane benzyną, 2) M1 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg oraz kategorii N1, wyposażonych w silniki o ZI zasilane LPG i NG, 3) M1 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg oraz kategorii N1, wyposażonych w silniki o ZS zasilane olejem napędowym.

Test typu I, podobnie jak testy typu II i III, występuje w przepisach europejskich od ich wejścia w życie na początku lat siedemdziesiątych XX w. Od tego czasu poczyniono w nim istotne zmiany dotyczące podstawowych elementów tego testu: zasady kontroli, wartości dopuszczalne i metoda pomiarów. Obecnie obowiązujące wartości dopuszczalne (Euro 4) emisji zanieczyszczeń z samochodów osobowych wyposażonych w silniki o ZI zasilane benzyną są mniejsze niż wprowadzone w latach siedemdziesiątych XX w. w

Table 1. Emission test types as per directive 70/220/ECE and regulation 83 carried out within the homologation procedures for LDV  
Tabela 1. Typy testów emisji według dyrektywy 70/220/EWG i regulaminu 83 wykonywanych w ramach homologacji typu dla pojazdów lekkich

Test type/typ testu	SI engines/silnik o ZI	CI engines/silnik o ZS
I: emission test on cold start in ambient temperature of 20–30°C in the NEDC cycle on a chassis dyno/I: pomiar emisji zanieczyszczeń po zimnym rozruchu w temperaturze otoczenia 20–30°C w cyklu NEDC na hamowni podwoziowej	Yes, requirements – Fig. 1 and Fig. 2/ tak, wymagania – rys. 1 i 2	
II: CO concentration test at idle/II: pomiar stężenia CO podczas pracy na biegu jałowym	No/nie	
III: crankcase emission test/III: pomiar emisji ze skrzyni korbowej silnika	Yes, requirement – 0 emission/ tak, wymagania – 0 emisji	No/nie
IV: fuel supply system emission test/IV: pomiar emisji z układu zasilania paliwem	Yes, requirement to 2 g HC/ tak, wymagania do 2 g HC	No/nie
V: aftertreatment unit durability test – mileage 80,000 km/V: próba trwałości urządzeń ograniczających emisję – przebieg 80 000 km	Yes/tak	
VI: emission test on cold start in ambient temperature of –7°C in the UDC cycle on a chassis dyno/pomiar emisji spalin w teście UDC na hamowni podwoziowej w temperaturze –7°C	Yes, requirement – Fig. 5/ tak, wymagania – rys. 5	No/nie
OBD test/kontrola działania układu OBD	Yes/tak	
Determining of the emission data required for technical inspection/określenie danych o emisji wymaganych do badań technicznych	Yes/tak	No/nie

is taken. If we took into consideration the effects not only of the changes of the permissible values but also the modifications in the testing principles the stringency index valid for passenger vehicles fitted with SI engines fuelled with gasoline would grow to the level shown in Fig. 3.

Type III tests are carried out for light duty vehicles fitted with SI engines and test types IV for vehicles in the M1 category of maximum mass not exceeding 3500 kg, M2 of maximum mass not exceeding 3500 kg and N1, fitted with SI engines fuelled with gasoline (including bi-fuel engines).

Type V test is carried out for all light duty vehicles. It consists in generating a mileage of 80,000 km on a test track or a chassis dyno in a special driving cycle. In the beginning of the procedure and then every 10,000 km a type I test is carried out in order to test the emission level. Based on the results for each emission component the factor of emission deterioration is determined ( $DEF_i$ ) by means of the following formula:

$$DEF_i = M_{12}/M_{11}, \quad (1)$$

where:  $M_{12}$  – emission and the interpolated emission for the mileage of 80,000 km,  $M_{11}$  – emission and the interpolated emission for the mileage 6400 km.

Type V test is carried out very rarely because the regulations allow fixed DEFs on manufacturer's consent as an alternative (Fig. 4).

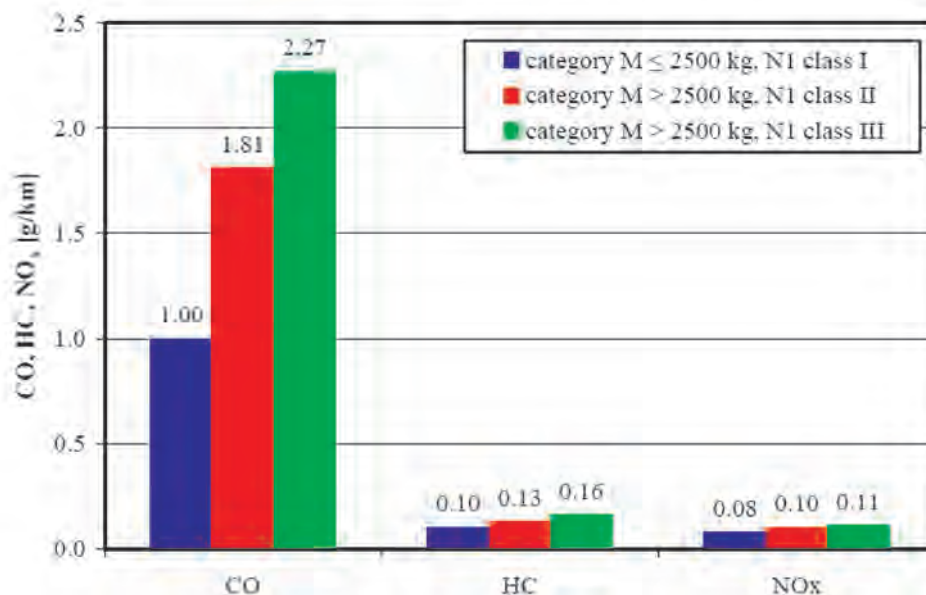


Fig. 1. Permissible emission values (Euro 4) in type 1 test for light duty vehicles fitted with SI engines  
Rys. 1. Wartości dopuszczalne emisji (Euro 4) w teście typu I dla pojazdów lekkich wyposażonych w silniki o ZI

pierwszych przepisach o 25–46 razy dla CO, 20–28 razy dla HC oraz 34–46 razy dla NO<sub>x</sub>.

Bardzo duże wymagania odnośnie do emisji zanieczyszczeń zależą nie tylko od wartości dopuszczalnych, lecz także od innych czynników, na przykład zasad kontroli i metod pomiaru. Jako wskaźnik surowości danego poziomu wymagań przyjmuje się często stosunek skorygowanych wartości dopuszczalnych w pierwszych przepisach dotyczących emisji i wartości dla danego poziomu. Jeśliby uwzględnić efekty nie tylko zmian wartości dopuszczalnych, lecz także zasad kontroli i metod pomiaru, to w przybliżeniu wskaźnik surowości wymagań obowiązujących obecnie dla samochodów osobowych wyposażonych w silniki o ZI zasilane benzyną wzrosłyby do wartości przedstawionych na rys. 3.

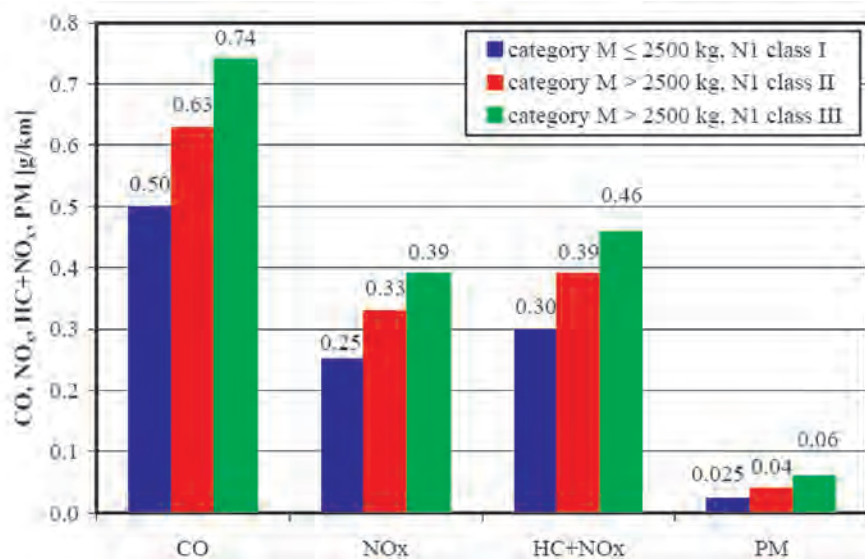


Fig. 2. Permissible emission values (Euro 4) in type 1 test for light duty vehicles fitted with CI engines

Rys. 2. Wartości dopuszczalne emisji (Euro 4) w teście typu 1 dla pojazdów lekkich wyposażonych w silniki o ZS

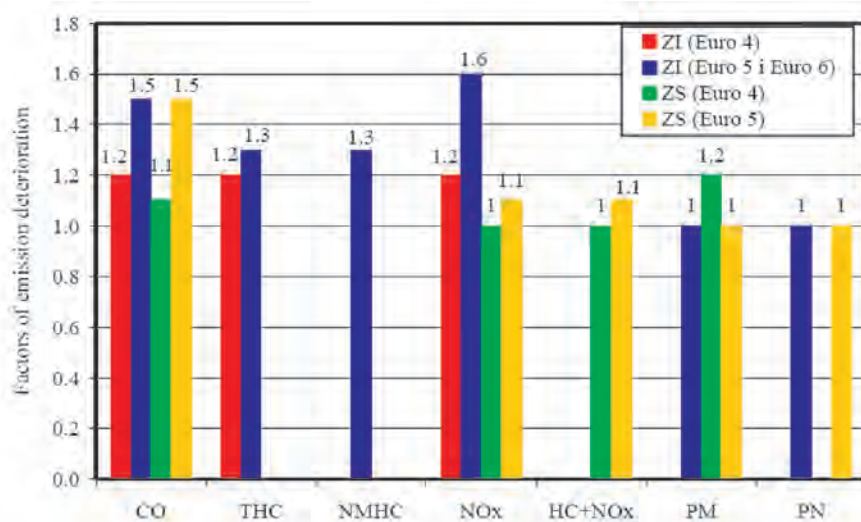


Fig. 3. Comparison of stringency index for CO, HC and NOx from 1970 through 2008

Rys. 3. Porównanie wskaźników surowości dla CO, HC i NO<sub>x</sub> od 1970 do 2008 roku

Type VI test is carried out for vehicles fitted with SI engines fuelled with gasoline (including bi-fuel engines). In this case, there are substantial differences in the application between directive 70/220/ECE and regulation 83. According to the directive, type VI test is carried out for all vehicles falling into the category of M1 of maximum mass not exceeding 3500 kg and N1. As per regulation 83 it is carried out only for vehicles falling into the category M1 and N1 whose maximum mass does not exceed 2500 kg or with seating capacity up to 6 persons. In the type VI test only the emission of CO and HC is limited (Fig. 5).

Currently, all light duty vehicles must be fitted with an OBD system monitoring malfunctions in systems having direct impact on the emissions. Detailed conditions of the tests and the malfunction are as follows:

Test typu III stosuje się do wszystkich samochodów lekkich wyposażonych w silniki o ZI, a test typu IV do samochodów kategorii M1 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg, M2 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg i N1, wyposażonych w silniki o ZI zasilane benzyną (w tym także dwupaliwowych).

Test typu V stosuje się do wszystkich samochodów lekkich. Polega on na wykonaniu na torze lub hamowni podwoziowej przebiegu 80 000 km w specjalnym cyklu jezdnym. Na początku przebiegu, a następnie co 10 000 km, wykonuje się test typu I w celu pomiaru emisji zanieczyszczeń. Na podstawie wyników pomiarów określa się dla każdego zanieczyszczenia współczynnik pogorszenia emisji (DEF<sub>i</sub>) na podstawie wzoru (1), gdzie: M<sub>i2</sub> – emisja zanieczyszczenia i interpolowana dla przebiegu 80 000 km, M<sub>i1</sub> – emisja zanieczyszczenia i interpolowana dla przebiegu 6400 km.

Test typu V jest wykonywany bardzo rzadko, gdyż przepisy dopuszczają, jako alternatywę, stosowanie za zgodą producenta stałych współczynników pogorszenia emisji (rys. 4).

Test typu VI stosuje się do samochodów wyposażonych w silniki o ZI zasilane benzyną (w tym także dwupaliwowych). W tym przypadku występują istotne różnice między dyrektywą 70/220/EWG a regulaminem 83 w zakresie ich stosowania.

Według dyrektywy test typu VI stosuje się do wszystkich samochodów kategorii M1 o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg i N1. Według regulaminu 83 stosuje się on tylko do samochodów kategorii M1 i N1, których masa maksymalna nie przekracza 2500 kg lub które są przeznaczone do transportu 6. lub mniej osób. W teście typu VI ograniczeniu podlega tylko emisja tlenu węgla i węglowodorów (rys. 5).

Wszystkie samochody lekkie muszą być obecnie wyposażone w układ OBD sygnalizujący niesprawności w układach mających wpływ na emisję zanieczyszczeń. Warunki szczegółowe badań i kryteria decydujące o niesprawności pojazdów są następujące:

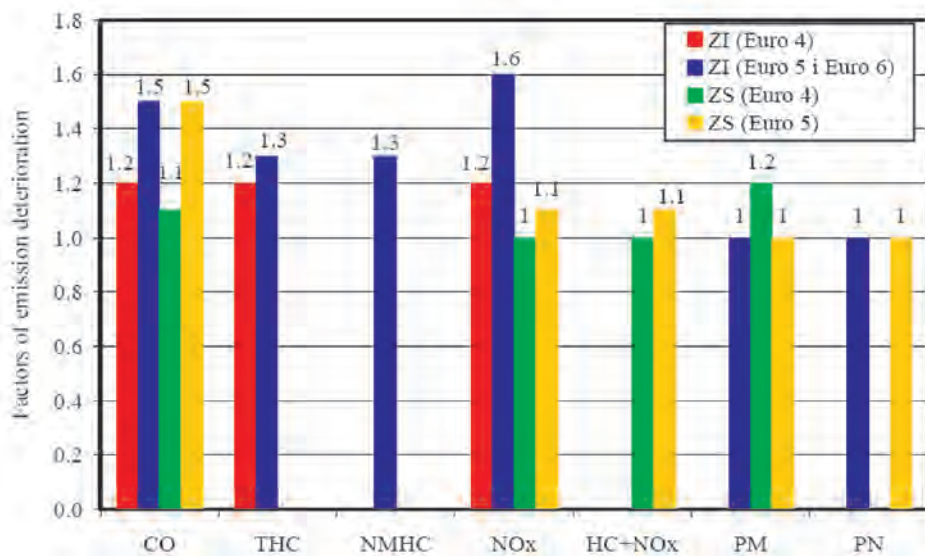


Fig. 4. Constant factors of emission deterioration set forth in Directive 70/220/ECE, EU Regulation 715/2007 and in ECE Regulation 83 for Euro 4–Euro 6 vehicles

Rys. 4. Stałe współczynniki pogorszenia emisji ustalone w dyrektywie 70/220/EWG, w rozporządzeniu 715/2007 i w regulaminie 83 dla pojazdów Euro 4–Euro 6

– SI engines: catalytic converter (HC only), misfire detection, oxygen sensor, other emission control devices – increase in the emission in type I test above the threshold value given in Fig. 6 as well as the components of the drive-train having impact on the emissions, EVAP system – electric circuit break monitoring.

– CI engines: catalytic converter, other emission control devices (mass air flow sensors, EGR etc.) such as: increase in the emission in type I test above the threshold value given in Fig. 7; components controlling the fuel quantity and injection time, elements of the drive-train having impact on the emissions, PM filter – monitoring of electric circuit break and/or of permanent failure.

As per Directive 96/96/EC on technical inspections [6] the permissible values of CO for low emission vehicles fitted with SI engines measured at idle should equal those given by the manufacturer. Only in the case that these values are not available a constant maximum value of 0.3% vol. shall prevail. Yet, some of the manufacturers gave the maximum values even though the actual values for vehicle in good

– samochody wyposażone w silniki o ZI: reaktor katalityczny (tylko HC), wypadanie zapłonów, czujnik stężenia tlenu, inne elementy kontrolujące emisję – wzrost emisji w teście typu I ponad wartość progową podaną na rys. 6; elementy układu napędowego wpływające na emisję, układ pochłaniania par paliwa – kontrola nieciągłości obwodu elektrycznego,

– samochody wyposażone w silniki o ZS: reaktor katalityczny, inne elementy kontrolujące emisję (masowe natężenia przepływu powietrza, układ recyrkulacji spalin itp.) – wzrost emisji w teście typu I ponad

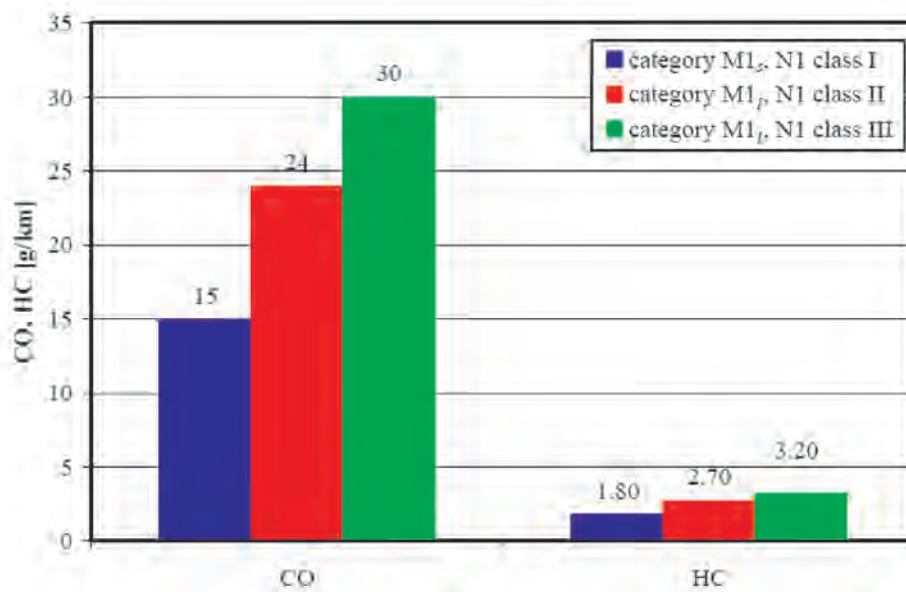


Fig. 5. Maximum permissible values in the type VI test as per Directive 70/220/ECE (M1<sub>s</sub> – category M1 with MM ≤ 2500 kg and/or with not more than 6 seats; M1<sub>i</sub> – category M1 with MM > 2500 kg and/or with more than 6 seats)

Rys. 5. Wartości dopuszczalne emisji w teście typu VI według dyrektywy 70/220/EWG (M1<sub>s</sub> – kategoria M1 o MM ≤ 2500 kg i/lub do przewozu nie więcej niż 6 osób, M1<sub>i</sub> – kategoria M1 o MM > 2500 kg i/lub do przewozu więcej niż 6 osób)

wartość progową podaną na rys. 7; elementy wykonawcze sterowania dawką paliwa i czasem wtrysku, inne elementy układu napędowego wpływające na emisję, filtr cząstek stałych – kontrola nieciągłości obwodu elektrycznego i/lub całkowitego uszkodzenia.

Zgodnie z dyrektywą 96/96/EC dotyczącą badań technicznych [6] wartości dopuszczalne CO dla pojazdów niskoemisyjnych wyposażonych w silniki o ZI przy pracy

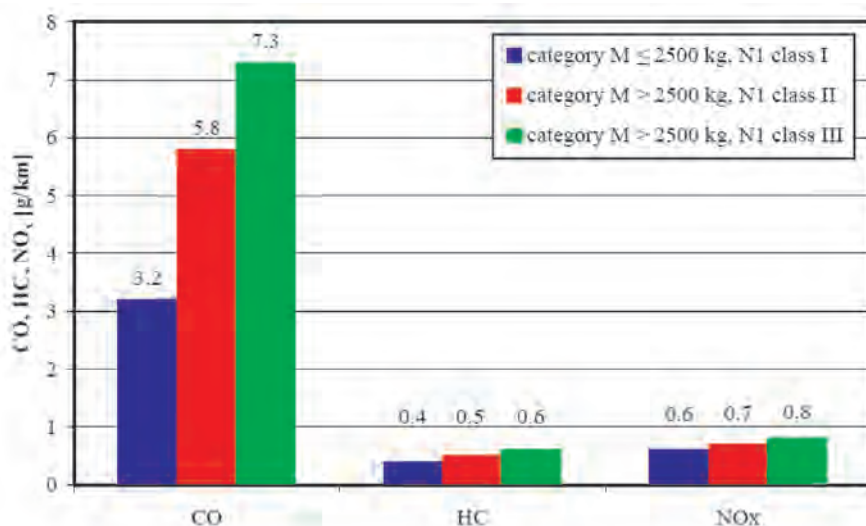


Fig. 6. Threshold limit values qualifying for malfunction in SI engines

Rys. 6. Wartości progowe decydujące o niesprawności dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZI

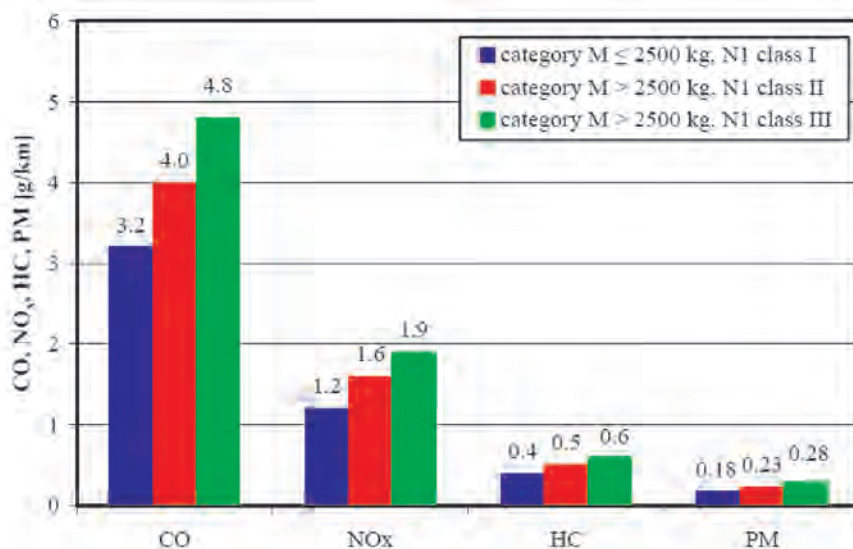


Fig. 7. Threshold limit values qualifying for malfunction in CI engines

Rys. 7. Wartości progowe decydujące o niesprawności dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZS

technical condition were much lower – usually on the level of 0.1% vol. This allowed passing the technical inspection even if there were serious malfunctions of components having impact on the vehicle emissions. The determining of the maximum permissible values within the homologation procedure is to eliminate this possibility.

### 3. New UE legislation

The European Union wants the new LDV emission legislation to be eventually comprised in the following documents:

- Regulation of the European Parliament and European Council setting forth the maximum permissible values of emissions and general principles of inspection (Regulation No. 715/2007 [11] became binding in June 2007),

na biegu jałowym powinny być równe podanym przez producenta. Jedynie wtedy, gdy te wartości nie są dostępne obowiązuje ustalona w dyrektywie stała wartość maksymalna równa 0,3% obj. Część producentów podawała jednak wartości maksymalne, mimo że rzeczywiste wartości CO dla pojazdów w dobrym stanie technicznym były znacznie mniejsze, na ogół na poziomie 0,1% obj. Umożliwiało to wykonanie z wynikiem pozytywnym badań technicznych nawet w przypadku poważnych usterek elementów wpływających na emisję zanieczyszczeń. Określenie wartości dopuszczalnych w ramach badań homologacyjnych ma wyeliminować tę możliwość.

### 3. Nowe przepisy UE

Nowe przepisy UE dotyczące emisji zanieczyszczeń z pojazdów lekkich będą zawarte docelowo w następujących dokumentach:

- rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady ustalającym wartości dopuszczalne emisji i ogólne zasady kontroli (rozporządzenie 715/2007 [11] wprowadzono w czerwcu 2007 r.),
- rozporządzeniu Komisji Europejskiej wdrażającym ww. rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady i ustalającym szczegółowe zasady kontroli: homologacji typu, kontroli zgodności produkcji i kontroli zgodności w eksploatacji (rozporządzenie 692/2008 [13] obowiązuje od lipca 2008 r.),
- regulaminach 24, 83, 101 EKG ONZ ustalających metody pomiaru emisji w poszczególnych testach (prace dotyczące nowelizacji regulaminów nie zostały jeszcze podjęte; w związku z tym niezbędne zmiany w metodyce są na okres przejściowy podane w wymienionym rozporządzeniu Komisji).

Dokumenty te zastąpią obecnie obowiązującą dyrektywę 70/220/EWG, a także dyrektywę 80/1268/EWG [4], dotyczącą metody pomiaru zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla, dyrektywę 72/306/EWG [3] dotyczącą zadymienia spalin oraz dyrektywę 80/1269/EWG [5] dotyczącą metody pomiaru mocy netto silnika. Należy podkreślić, że wymienione dwa rozporządzenia UE mają być przez kraje członkowskie stosowane bezpośrednio, bez konieczności przeniesienia do prawa krajowego. Obowiązujące dyrektywy są kierowane do państw członkowskich i wymagają transponowania. Rozpo-

- Regulation of the European Commission implementing the said Regulation of the European Parliament and European Council; detailed principles of inspection will be set forth in it: type approval, conformity of production conformity in operation (Regulation 692/2008 [13] became binding in July 2008),
- Regulations 24, 83 and 101 ECE UN setting forth the methodology of emission measurement in particular tests (the works concerning the amending of this regulation have not yet been initiated, hence the necessary changes in the methodology for the transient period are provided in the said Commission Regulation).

The above documents will supersede the currently binding Directive 70/220/ECE as well as Directive 80/1268/ECE [4] concerning the methodology of measurement, fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission, Directive 72/306/ECE [3] concerning exhaust opacity and Directive 80/1269/ECE [5] concerning the measurement of engine net power. It should be noted that the two mentioned EU Regulations are to be applied by the member states directly without transposing it into domestic legislation. The currently binding Directives are targeted at the member states and require transposing into a domestic legislation. Regulation 715/2007 sets forth two levels of requirements: Euro 5 and Euro 6 (Tab. 2). The European Commission in its rule additionally introduces interim levels, referred to as Euro 5+ and Euro 6-. They only apply to OBD systems, not the maximum permissible values of emissions.

Table 2. Date of implementation of particular requirement levels for LDV

Tabela 2. Daty wprowadzenia poszczególnych poziomów wymagań dla pojazdów lekkich

Requirement level/ poziom wymagań	NTA*	ANR*
Euro 5	1.09.2009/1.09.2010	1.01.2011/1.01.2011
Euro 5+	1.09.2009/1.09.2009	1.09.2009/1.09.2009
Euro 6	1.09.2014/1.09.2015	1.09.2015/1.09.2016

\* First date for vehicles of category M and N1 class I, second – for vehicles of category N1 class II and III and N2 as well as in the case of Euro 5 for vehicles designed to fulfill specific social needs.

\* Pierwsza data dla pojazdów kategorii M i N1 klasa I, druga – dla pojazdów kategorii N1 klasy II i III oraz N2, a także w przypadku Euro 5 dla pojazdów przystosowanych do spełnienia potrzeb społecznych.

In the new legislation substantial changes have been introduced as compared to the currently binding one. The most important changes refer to the range of application, permissible values and testing. As per the new legislation the term „light duty vehicles” denotes motor vehicles of a reference mass (curb weight + 100 kg) not exceeding 2610 kg. The majority of vehicles in the homologation category M1, all N1 category vehicles and some part of the M2 and N2 category vehicles fall into the LDV group. The maximum mass of some of these vehicles exceeds 4500 kg. Currently the term „light duty vehicles” (the term is in official use) denotes vehicles of maximum mass not exceeding 3500 kg.

The new legislation will also cover vehicles fuelled with bio-fuels: bio-methane, ethanol and bio-diesel.

rozządzenie 715/2007 ustala dwa poziomy wymagań: Euro 5 i Euro 6 (tab. 2). Komisja Europejska wprowadza w swoim rozporządzeniu dodatkowo poziomy pośrednie, nazwane Euro 5+ i Euro 6-. Nie dotyczą one wartości dopuszczalnych emisji, lecz tylko systemów diagnostyki pokładowej.

W nowych przepisach będą wprowadzone znaczne zmiany w stosunku do obowiązujących obecnie. Najważniejsze z nich dotyczą zakresu stosowania, wartości dopuszczalnych oraz testów badawczych. Zgodnie z nowymi przepisami pod pojęciem „lekkie” rozumie się pojazdy samochodowe o masie odniesienia (masa własna + 100 kg) nieprzekraczającej 2610 kg. Do grupy „lekkich” należy większość samochodów kategorii homologacyjnej M1, w zasadzie wszystkie samochody kategorii N1 oraz część samochodów kategorii M2 i N2. Masa maksymalna części tych samochodów przekracza 4500 kg. Obecnie za „lekkie” (termin ten nie jest oficjalnie stosowany) uważa się samochody o masie maksymalnej nieprzekraczającej 3500 kg.

Nowe przepisy będą także dotyczyły pojazdów zasilanych biopaliwami: biometanem, etanolem i biodieselem.

W nowych przepisach producenci pojazdów kategorii N1 wyposażonych w silniki o ZS oraz w silniki o ZI zasilane LPG i NG nie będą mieli możliwości wyboru wymagań, tak jak obecnie (albo wymagania ustalone w dyrektywie 70/220/EEC i regulaminie 83, bądź wymagania ustalone w dyrektywie 2005/55/WE i regulaminie 49). Zwiększa to surowość wymagań dla tych pojazdów.

W teście typu I ulegną zmniejszeniu wartości dopuszczalne emisji zanieczyszczeń NO<sub>x</sub> i PM (rys. 8 i 9). Zwiększona będzie liczba zanieczyszczeń objętych przepisami. Nowe wymagania będą dotyczyć także:

- węglowodorów niemetanowych (tylko dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZI),
- liczby cząstek stałych PM (dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZS i w silniki o ZI),
- masy cząstek stałych PM dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZI z wtryskiem bezpośrednim paliwa.

W nowych przepisach położono nacisk na ograniczenie emisji cząstek stałych. Cząstki stałe, szczególnie te o wymiarach mniejszych niż około 0,1 μm, są obecnie uważane za zanieczyszczenie najgroźniejsze dla zdrowia człowieka. Wartości dopuszczalne dla masy tego zanieczyszczenia, jednakowe dla Euro 5 i Euro 6, ulegają zmniejszeniu 5–12 razy w stosunku do obecnie obowiązujących. Do spełnienia ustalonych wymagań niezbędne będzie stosowanie filtrów cząstek stałych. Część z tych filtrów ogranicza w sposób efektywny emisję masową tego zanieczyszczenia, lecz nie zatrzymuje cząstek o wymiarach mniejszych niż 0,1 μm. W celu zapobieżenia stosowania takich filtrów wprowadza się, jak podano wyżej, ograniczenia nie tylko masy, ale także liczby cząstek stałych. Wymagania co do liczby, a także masy cząstek stałych są jednakowe dla wszystkich pojazdów objętych nowymi przepisami, niezależnie od ich wielkości.

Zmniejszeniu ulegają także wartości dopuszczalne emisji tlenków azotu. Dla normy Euro 5 wynosi ono 25–30%. Dalszemu ograniczeniu według normy Euro 6 ulega emisja tego zanieczyszczenia, lecz tylko dla pojazdów wyposażo-

The new legislation for vehicles of N1 category fitted with CI engines and SI engines fuelled with LPG and NG will not allow the manufacturers to choose between the requirements, which is possible at present (either the requirements set forth in Directive 70/220/ECE and Regulation 83 or the requirements set forth in Directive 2005/55/WE and Regulation 49). It boosts the stringency of the requirements for these vehicles.

In type I test the monitored maximum permissible values of  $\text{NO}_x$  and PM will be reduced (Fig. 8 and 9). More pollutants will be covered by the legislation. The new requirements will also cover:

- non-methane hydrocarbons (SI engines only),
- the number of particles PM (both SI and CI engines),
- the mass of particulates PM for vehicles fitted with SI direct fuel injection engines.

The new legislation places emphasis on the reduction of PM emission. PM smaller than  $0.1 \mu\text{m}$  in particular, are currently considered the most dangerous to human health.

Maximum permissible values for the mass of this pollutant (identical for Euro 5 and Euro 6) will be reduced by 5–12 times as compared with the current ones. In order to fulfill these requirements particulate filter application will be necessary. Some of these filters efficiently reduce the emission of this pollutant but does not trap particles smaller than  $0.1 \mu\text{m}$ . In order to prevent the application of such filters a limit of permissible number of particles is enforced as stated above. The requirements as to the number and the mass of PM are identical for all vehicles under new legislation irrespective of their type.

The maximum permissible values of  $\text{NO}_x$  emission will also be reduced. For Euro 5 it will be 25–30%. A further limitation of this pollutant is instituted by Euro 6 but only for CI engines. The reduction of the permissible values as compared with Euro 5 is 56%.

nych w silniki o ZS. Zmniejszenie wartości dopuszczalnych w stosunku do Euro 5 wynosi 56%. Wartości dopuszczalne dla CO i HC nie ulegają zmianie w stosunku do obecnie obowiązujących i są jednakowe dla Euro 5 i Euro 6.

Nowe przepisy podają dwie wartości dopuszczalne emisji masowej PM (rys. 8 i 9). Pierwsza z nich obowiązuje do dnia 31.09.2011 r. dla NTA i 31.12.2012 r. dla ANR, natomiast druga po tych datach. Zmiana ta nie wynika z zaostrzenia wymagań,

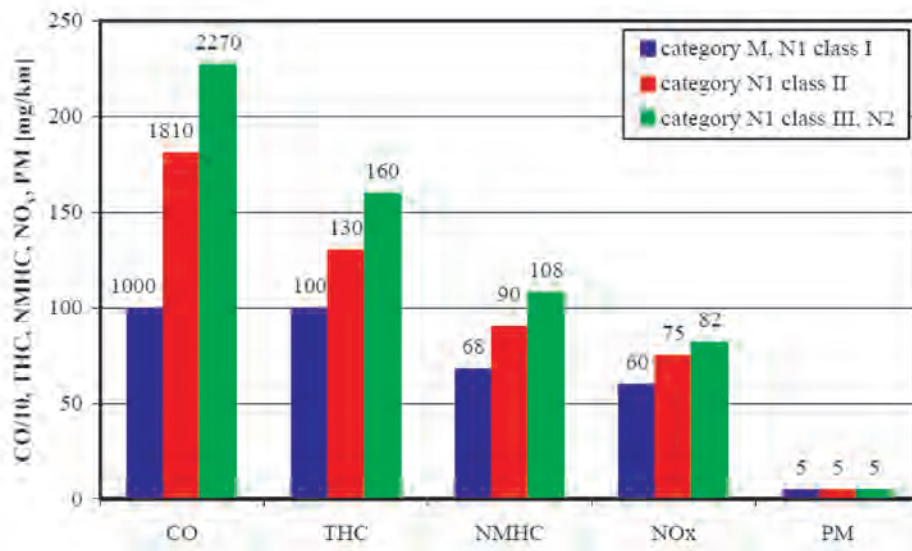


Fig. 8. Maximum permissible values of Euro 5 and Euro 6 in type I test for light duty SI vehicles; PM value (SI direct fuel injection engines only) will be in force until 31.09.2011 for NTA and 31.12.2012 for ANR, after these dates the PM values will amount to 4.5 mg/km

Rys. 8. Wartości dopuszczalne emisji Euro 5 i Euro 6 w teście typu I dla pojazdów lekkich wyposażonych w silniki o ZI; wartość PM (tylko dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZI z wtryskiem bezpośrednim) obowiązuje do dnia 31.09.2011 r. dla NTA i 31.12.2012 r. dla ANR, po tych datach wartość PM wynosi 4,5 mg/km

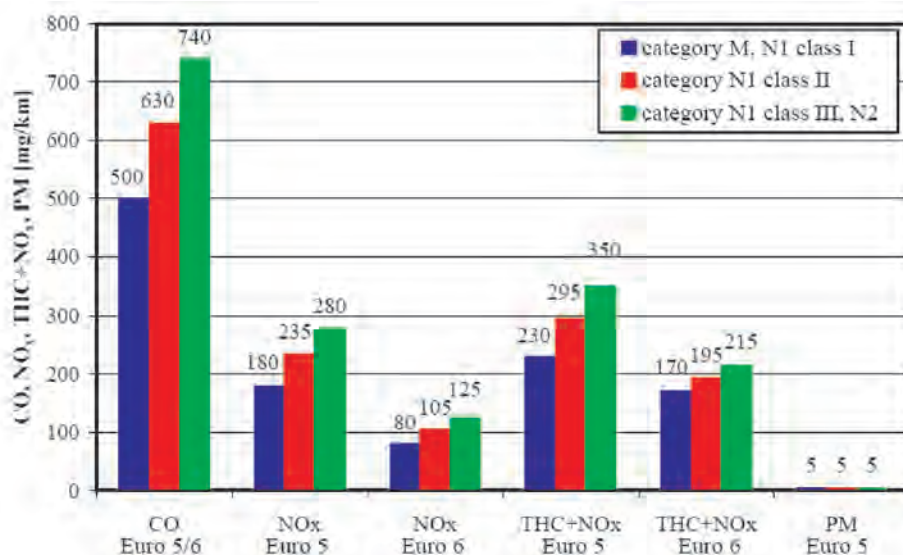


Fig. 9. Maximum permissible values of Euro 5 and Euro 6 in type I test for light duty SI vehicles; the PM values will be in force until 31.09.2011 for NTA and 31.12.2012 for ANR, after these dates the PM values will amount to 4.5 mg/km; the PN value is  $6 \cdot 10^{11}$  1/km

Rys. 9. Wartości dopuszczalne emisji Euro 5 i Euro 6 w teście typu I dla pojazdów lekkich wyposażonych w silniki o ZS; wartość PM obowiązuje do dnia 31.09.2011 r. dla NTA i 31.12.2012 r. dla ANR, po tych datach wartość PM wynosi 4,5 mg/km; PN wynosi  $6 \cdot 10^{11}$  1/km

The permissible values for CO and HC are not changed as compared with the current legislation and are the same for Euro 5 and Euro 6.

The new legislation provides two permissible values of mass PM emission (Fig. 8 and 9). The first will be in force until 31.09.2011 for NTA and 31.12.2012 for ANR and the latter – after these dates. This change does not result from the limitation of the requirements but from a modification of the testing methodology. The first value is permissible for the current methodology and the latter is permissible for the method modified to increase the accuracy of the measurement of low emission values.

Type III, IV and VI tests and their requirements are not subject to any changes in the new legislation. Type V test will undergo substantial changes though. The mileage generated in order to determine the DEF will be extended from 80,000 km to 160,000 km. The alternative to apply constant DEFs is maintained, yet their value will be changed as compared with the current ones (see Fig. 4). High levels of emission coefficients for CO and NO<sub>x</sub> from SI vehicles and CO values for CI engines should be noted.

The legislation concerning the OBD operation will also undergo substantial changes. The threshold values at which malfunction indication should go on, decrease due to the reduction of the permissible values for type I test. The ratio of the threshold values to the permissible ones is also changed. It gives very stringent requirements for the aftertreatment systems in vehicles.

The requirement level of Euro 5+ differs from Euro 5 in terms of OBD. The differences are as follows:

- an OBD system complying with Euro 5+ must determine the so called diagnostic monitor realization coefficient for particular monitors in operation (IUMPR); it is the ratio of number of actually realized monitors to the number of situations when theoretically it should be realized; this coefficient should not be lower than the value set forth in the regulations; for most of the monitors this is 0.336,
- for SI engines the system should monitor the catalytic converter efficiency not only for HC but also for NO<sub>x</sub> emissions,
- the threshold value for PM emissions for CI engines is lower in the case of Euro 5+.

Euro 6– differs from Euro 6 in that its threshold value for PM emissions in CI engines is higher.

It is a common opinion that the requirements set forth in the new legislation for type I test are not sufficiently rigorous and current level of technology allows a much larger reduction of emissions. This pertains particularly to CO and HC, and to a lesser extent NO<sub>x</sub>. For these pollutants the permissible values of emissions do not differ from the current ones (for CO and THC) or are slightly lower (for NO<sub>x</sub>). This opinion does not consider the fact that the stringency of requirements depends not only on the permissible values but also on other factors such as range of application, inspection and measurement methods. It is also of significant meaning that in the new legislation the DEFs are much higher, which, to a large extent, results from a higher mileage in type V

lecz zmiany metody pomiarów. Pierwsza wartość dopuszczalna jest dla metody pomiaru stosowanej obecnie, druga natomiast dla metody zmodyfikowanej w celu zwiększenia dokładności pomiaru emisji dla małych stężeń składników.

Testy typu III, IV, VI i ustalone w nich wymagania nie ulegają zmianie w nowych przepisach. Znacznym zmianom ulegnie natomiast test typu V. Przebieg wykonywany w celu określenia współczynników pogorszenia emisji ulega zwiększeniu z 80 000 km do 160 000 km. Jest zachowana możliwość stosowania stałych współczynników zamiast określonych na podstawie badań. Ich wartości ulegają jednak zmianie w stosunku do obecnie stosowanych (por. rys. 4). Na uwagę zasługują duże wartości współczynników dla emisji CO i NO<sub>x</sub> z pojazdów wyposażonych w silniki o ZI i wartości CO dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZS.

Znacznym zmianom ulegają przepisy dotyczące kontroli działania OBD. Wartości progowe, przy których powinna nastąpić sygnalizacja niesprawności, maleją w związku ze zmniejszeniem wartości dopuszczalnych dla testu typu I. Stosunek wartości progowych do dopuszczalnych także ulega zmianie. Stawia to bardzo rygorystyczne wymagania odnośnie do jakości układów ograniczenia emisji pojazdów.

Poziom wymagań Euro 5+ różni się od Euro 5 pod względem OBD. Różnice są następujące:

- układ spełniający wymagania Euro 5+ powinien określać dla poszczególnych monitorów tzw. współczynnik realizacji monitora diagnostycznego w eksploatacji (IUMPR); jest to stosunek liczby przypadków, w których dany monitor był rzeczywiście zrealizowany, do liczby przypadków, w których teoretycznie powinien być zrealizowany; współczynnik ten powinien być nie mniejszy niż wartość ustalona w przepisach; dla większości monitorów wynosi ona 0,336,
- dla pojazdów wyposażonych w silniki o ZI układ ten powinien monitorować sprawność reaktora katalizacyjnego nie tylko pod względem emisji HC, lecz także NO<sub>x</sub>,
- wartość progowa dla emisji PM z pojazdów wyposażonych w silniki o ZS jest dla Euro 5+ mniejsza.

Euro 6– różni się od Euro 6 większą wartością progową dla emisji PM z pojazdów wyposażonych w silniki o ZS.

Często spotyka się opinie, że wymagania ustalone w nowych przepisach dla testu typu I nie są dostatecznie rygorystyczne i obecny poziom techniki pozwala na większe zmniejszenie emisji. Dotyczy to w szczególności CO i HC, a w mniejszym stopniu także NO<sub>x</sub>. Dla tych zanieczyszczeń wartości dopuszczalne emisji w nowych przepisach nie różnią się od obowiązujących obecnie (dla CO i THC), lub są od nich nieznacznie mniejsze (dla NO<sub>x</sub>). Opinie takie nie uwzględniają tego, że surowość wymagań zależy nie tylko od wartości dopuszczalnych, lecz także od innych czynników, np. od zakresu stosowania, zasad kontroli i metody pomiaru. Istotne znaczenie ma to, że w nowych przepisach wartości współczynników pogorszenia emisji są znacznie większe, co wynika w dużym stopniu z większego przebiegu w teście typu V, zaliczenia do „lekkich” pojazdów o masie maksymalnej większej niż 3500 kg oraz z tego, że nie występuje złagodzenie wymagań dla pojazdów kategorii M o masie

test. Light duty vehicles include also those of maximum mass exceeding 3500 kg and there is no slackening of the requirements for vehicles of M category of maximum mass exceeding 2500 kg with the exception of vehicles designed to fulfill specific social needs.

#### 4. Conclusions

Based on the analysis of current and planned legislation on emissions from LDVs of M and N category we can determine the basic trends in their development.

The new legislation on motor vehicle emissions constitutes one of the important elements of the air pollution strategy in the CAFE project (Clean Air for Europe) adopted by the European Commission in March 2001. This project determines the essential actions to be taken in the road transportation, energy, industry, agriculture and households in order to meet the set clean air requirements.

A constant tightening of the requirements on emissions takes place. So far 10 measurements of permissible values have been introduced for LDVs. Current permissible values are many times lower than those set forth in the initial emission regulations. For instance, in type I test for CO and HC emission from LDVs – the pollutants restricted in all the regulations to date – the permissible values were reduced by 25–46 times and 20–28 times respectively.

The number of tests within the type approval procedure is growing. In the initial regulations for LDVs only three tests were obligatory: emission test on cold start in the ambient temperature of 20–30°C in the UDC cycle on a chassis dyno (type I test), CO concentration test at idle (type II test) and crankcase emission test (type III test). Current legislation provides for 7 tests for LDVs. Stringency of emission requirements does not only depend on the permissible limits but also on other factors – measurement methods in particular. Modifications in the methodology influence the slackening/tightening of the requirements. It is estimated that the stringency index for CO and HC emissions from Euro 4 LDVs measured over type I test is 35–65 and 40–55 respectively. The actual reduction of emissions in the test conditions is higher than that resulting from the limiting of the permissible values.

For many years the system of vehicle control for pollutant emission comprised type approvals and conformity of production procedure. In 2000 an additional compliance in service procedure was introduced in the homologation legislation for LDVs that did not occur before. It was drawn on the one applied in the U.S. In-service compliance should be checked for a period up to 5 years or 100,000 km, whichever is the sooner.

In the new legislation the so called vehicle life cycle i.e. mileage within which the vehicles must meet the set requirements in terms of emissions will be extended from 80,000 km to 160,000 km.

#### Abbreviations/Skróty i oznaczenia

ANR All New Registrations/wszystkie nowe rejestracje  
CAFE Clean Air for Europe/program Czyste Powietrze dla Europy  
CI compression ignition/zapłon samoczynny

całkowitej przekraczającej 2500 kg, z wyjątkiem przystosowanych do spełniania potrzeb społecznych.

#### 4. Podsumowanie

Na podstawie analizy dotychczas obowiązujących i nowych przepisów dotyczących emisji zanieczyszczeń z lekkich pojazdów samochodowych kategorii M i N można określić podstawowe tendencje w ich rozwoju.

Nowe przepisy stanowią jeden z istotnych elementów strategii ograniczania zanieczyszczenia powietrza, zawartej w programie Czyste Powietrze dla Europy (*Clean Air for Europe – CAFE*), przyjętym przez Komisję Europejską w marcu 2001 r. Program ten określa działania niezbędne do podjęcia w sektorze transportu, w szczególności drogowego, energii, przemysłu, rolnictwa i gospodarstw domowych w celu spełnienia ustalonych wymagań w zakresie czystości powietrza.

Trwa ciągle zaostrzanie wymagań w zakresie emisji zanieczyszczeń. Dotychczas dla pojazdów lekkich było wprowadzonych 10 pomiarów wartości dopuszczalnych. Obecnie obowiązujące wartości dopuszczalne są wielokrotnie mniejsze niż ustalone w pierwszych przepisach dotyczących emisji zanieczyszczeń. Przykładowo, w teście typu I dla tlenku węgla i węglowodorów z pojazdów lekkich, wartości dopuszczalne zanieczyszczeń, których emisja jest ograniczona we wszystkich przepisach wprowadzanych dotychczas, uległy zmniejszeniu odpowiednio 25–46 razy i 20–28 razy.

Wzrasta liczba testów, którym podlegają pojazdy w ramach homologacji typu. W pierwszych przepisach dla samochodów lekkich obowiązywały tylko trzy testy: pomiar emisji zanieczyszczeń po zimnym rozruchu w temperaturze otoczenia 20–30°C w cyklu UDC na hamowni podwoziowej (test typu I), pomiar stężenia CO podczas pracy na biegu jałowym (test typu II) oraz pomiar emisji ze skrzyni korbowej silnika (test typu III).

Według obecnych przepisów liczba obowiązujących testów dla pojazdów lekkich wynosi 7.

O surowości wymagań decydują nie tylko wartości dopuszczalne emisji, lecz także inne czynniki, w tym szczególnie metody pomiaru. Zmiany wprowadzone w tych metodach wpłynęły zarówno na zmniejszenie, jak i zwiększenie tej surowości. Szacuje się, że wskaźnik surowości wymagań Euro 4 w teście typu I dla emisji tlenku węgla i węglowodorów z pojazdów lekkich wynosi odpowiednio 35–65 oraz 40–55. Rzeczywiste ograniczenie emisji w warunkach testowych jest większe niż wynikające ze zmniejszenia wartości dopuszczalnych.

Przez wiele lat system kontroli pojazdów pod względem emisji zanieczyszczeń obejmował homologację typu i kontrolę zgodności produkcji. W przepisach homologacyjnych dla samochodów lekkich od 2000 r. wprowadzona jest dodatkowa, niewystępująca wcześniej, kontrola zgodności w eksploatacji, wzorowana na stosowanej od wielu lat w USA. Zgodność w eksploatacji jest sprawdzana przez okres 5. lat lub do przebiegu 100 000 km.

W nowych przepisach zostaje zwiększony z 80 000 do 160 000 km tzw. okres życia pojazdów wyrażony w formie przebiegu, w którym muszą one spełniać ustalone wymagania w zakresie emisji.

- DEF<sub>i</sub> factor of emission deterioration/*współczynnik pogorszenia emisji*
- Euro European emission legislations and norms/ *europejskie przepisy toksyczności spalin*
- IUMPR diagnostic monitor realization coefficient for particular monitors in operation/*współczynnik realizacji monitora diagnostycznego w eksploatacji*
- LDV Light Duty Vehicle
- LPG Liquefied Petroleum Gas/*ciekłe paliwo gazowe (propanbutan)*
- M vehicles category, passenger cars (with buses)/*kategoria pojazdów, samochody osobowe (łącznie z autobusami)*
- M1 vehicles category, passenger cars with no more than 8 seats (with a driver)/*kategoria pojazdów, samochody osobowe do przewozu nie więcej niż 8 osób (łącznie z kierowcą)*
- M11 category of M1 vehicles with the maximum total mass more than 2500 kg and/or with more than 6 seats/*kategoria pojazdów M1 o dopuszczalnej masie całkowitej większej niż 2500 kg i/lub do przewozu więcej niż 6 osób*
- M1<sub>s</sub> category of M1 vehicles with the maximum total mass less or equal to 2500 kg and/or with no more than 6 seats/*kategoria pojazdów M1 o dopuszczalnej masie całkowitej mniejszej lub równej 2500 kg i/lub do przewozu nie więcej niż 6 osób*
- M2 vehicles category, buses with more than 8 seats and with the maximum total mass no more than 5000 kg/*kategoria pojazdów, autobusy przeznaczone do przewozu osób o liczbie miejsc siedzących dla pasażerów przekraczającej 8 i o dopuszczalnej masie całkowitej nie większej niż 5000 kg*
- M3 vehicles category, buses with more than 8 seats and with the maximum total mass more than 5 000 kg/*kategoria pojazdów, autobusy przeznaczone do przewozu osób o liczbie miejsc siedzących dla pasażerów przekraczającej 8 i o dopuszczalnej masie całkowitej większej niż 5000 kg*
- Mi1 emission and the interpolated emission for the mileage of 6400 km/*emisja zanieczyszczenia i interpolowana dla przebiegu 6400 km*
- Mi2 emission and the interpolated emission for the mileage of 80,000 km/*emisja zanieczyszczenia i interpolowana dla przebiegu 80 000 km*
- N vehicles category, motor vehicles/*kategoria pojazdów, samochody ciężarowe*
- N1 vehicles category, motor vehicles with the maximum total mass no more than 3500 kg/*kategoria pojazdów, samochody ciężarowe o maksymalnej masie całkowitej nie większej niż 3500 kg*
- NEDC New European Driving Cycle/*nowy europejski cykl jezdny – zmodyfikowany ECE R83 (tzw. Eurotest) z natychmiastowym poborem spalin*
- NG Natural Gas/*gaz ziemny*
- NTA New Type Approvals/*zatwierdzenie nowego typu*
- OBD On-Board Diagnostic/*pokładowy system diagnozowania*
- PM Particulate Matter/*cząstki stałe*
- SI spark ignition/*zapłon iskrowy*
- THC Total Hydrocarbons/*całkowita emisja węglowodorów*
- UDC Urban Driving Cycle/*miejski europejski cykl jezdny*
- [3] Council Directive 72/306/EEC of 2 August 1972 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of pollutants from diesel engines for use in vehicles. OJ L 190, 20.8.1972.
- [4] Council Directive 80/1268/EEC of 16 December 1980 on the approximation of the laws of the Member States relating to the fuel consumption of motor vehicles. Official Journal L 375, 31/12/1980.
- [5] Council Directive 80/1269/EEC of 16 December 1980 on the approximation of the laws of the Member States relating to the engine power of motor vehicles. Official Journal L 375, 31/12/1980.
- [6] Council Directive 96/96/EC of 20 December 1996 on the approximation of the laws of the Member States relating to roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers. OJ L 46, 17.2.1997.
- [7] Economic Commission for Europe. Inland Transport Committee. Agreement concerning the adoption of uniform technical prescriptions for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles and the conditions for reciprocal recognition of approvals granted on the basis of these prescriptions. Revision 2 (including the amendments entered into force on 16 October 1995). ECE/TRANS/505.
- [8] Economic Commission for Europe. Inland Transport Committee. Agreement concerning the establishing of global technical regulations for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles. Done at Geneva on 25 June 1998. ECE/TRANS/132.
- [9] Kruczyński S.W.: Trójfunkcyjne reaktory katalityczne. Warszawa–Radom 2004.
- [10] Międzyrządowy zespół do spraw zmian klimatu „Technologie, polityka i działania na rzecz zapobiegania zmianom klimatu”. Instytut Ochrony Środowiska, listopad 1996.
- [11] Regulation No. 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. OJ L 171/1, 29.6.2007.
- [12] Regulation No. 83: Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505 Rev. 1/Add. 48/Rev. 3, 10 June 2005.
- [13] 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.

## Artykuł recenzowany

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

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



Mr. Stanisław Radzimirski, Ass. Prof., DEng. – Associated Professor in the Motor Transport Institute in Warsaw.

Doc. dr inż. Stanisław Radzimirski – docent w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.



## Bibliography/Literatura

- [1] Annex I Expert Group on the UN FCCC „Policies and Measures for Common Action. Transport Sector Studies. Part 3: Innovation for Sustainable Transport”. OECD, October 1996.
- [2] Council Directive 70/220/EEC of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from positive-ignition engines of motor vehicles. OJ L076, 06.04.1970.

## Preliminary tests on dual fuel spark ignition engine fuelled with methanol and gasoline

*The paper presents a fuel system of a dual fuel spark ignition engine with a multipoint methanol and gasoline injection into the inlet valve area. The engine is fitted with double electronically controlled injectors. The system allows the engine operation on gasoline and methanol separately as well as combustion of the mixture of both fuels of any given alcohol content. The preliminary tests have been performed on a 4-cylinder spark ignition engine – Fiat 1100. The paper presents comparative results of the tests of an engine fuelled with gasoline and methanol. The performed tests showed an advantageous effect on the engine efficiency, the level of nitric oxides and hydrocarbons in the exhaust. A quick combustion of methanol increases the thermal load of the engine, which in turn may lead to an improper operation of the ignition system.*

Key words: dual fuel engine, methanol, exhaust toxicity, overall efficiency, thermal loads

## Badania wstępne dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem metylowym i benzyną

*W artykule przedstawiono system zasilania dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem alkoholu i benzyny w okolice zaworu dolotowego. Silnik wyposażono w podwójne wtryskiwacze sterowane elektronicznie. Opracowany system umożliwia zasilanie silnika samą benzyną lub alkoholem oraz spalanie równoczesne mieszaniny obydwu paliw o dowolnym udziale alkoholu. Badania wstępne wykonano na 4-cylindrowym silniku o zapłonie iskrowym Fiat 1100. W artykule przedstawiono porównawcze wyniki badań silnika zasilanego benzyną i alkoholem metylowym. Wykonane badania pokazały korzystny wpływ alkoholu metylowego na sprawność i stężenie tlenków azotu oraz węglowodorów w spalinach. Szybki przebieg procesu spalania metanolu zwiększa równocześnie obciążenie cieplne silnika, które może prowadzić do zakłócenia pracy aparatury zapłonowej.*

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol metylowy, toksyczność spalin, sprawność ogólna, obciążenie cieplne

### 1. Introduction

Fuelling of spark ignition engines with methanol has a long established tradition [1–3]. The beginnings date back to the I World War (military aircraft industry) and then the between-the-war period (performance engines). The main reason for the use of alcohol, mostly ethanol was the increase of the octane number of the fuel and prevention of knocking combustion in supercharged engines [2, 6]. The positive features of ethanol and methanol led to a construction of engines fuelled with pure alcohol (between the war period). Most of the engines fuelled with alcohol were used in Germany. In Poland, shortly after the war engines fuelled with pure alcohol (chiefly ethanol) were used as well. Low prices of crude oil and popular additives increasing the octane number resulted in a decreasing interest in this solution.

The interest in alcohol fuels returned in the 70's of the last century which was a result of a worldwide fuel crisis and the skyrocketing oil prices. The fact that the application of lead as a component increasing the octane number was limited by law had an effect as well. In Europe the mixing of gasoline and alcohol began with a view to increase the octane number of gasoline. The basic problem of this fuel was mixture breaking at low temperatures and in the presence of water. Hence, the alcohol content in the fuel was limited to just a few per cent. The content was increased through the application of stabilizers such as ethers, yet, even then

### 1. Wstęp

Zasilanie silników o zapłonie iskrowym alkoholami ma długą tradycję [1–3]. Zapoczątkowano je w okresie I wojny światowej w lotnictwie wojskowym, a następnie w okresie międzywojennym stosowano w silnikach sportowych. Głównym celem dodania alkoholu, w przeważającej większości etylowego, było zwiększenie liczby oktanowej paliwa i przeciwdziałanie spalaniu stukowemu w wysiłonych silnikach [2, 6]. Pozytywne cechy alkoholu etylowego i metylowego spowodowały skonstruowanie w okresie międzywojennym silników zasilanych samymi alkoholami. Najwięcej silników zasilanych alkoholami było eksploatowanych w Niemczech. Również w Polsce w pierwszych latach powojennych eksploatowano dość dużo silników zasilanych samym alkoholem, głównie etylowym. Niska cena ropy naftowej oraz powszechne zastosowanie dodatków zwiększających liczbę oktanową benzyn spowodowały zaniechanie tego systemu zasilania.

Ponowne zainteresowanie alkoholami wystąpiło w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku i było spowodowane poważnym kryzysem paliwowym oraz gwałtownym wzrostem cen ropy naftowej. Nie bez znaczenia było również ograniczenie stosowania związków ołowiu jako dodatków zwiększających liczbę oktanową benzyn. W Europie zaczęto wtedy stosować mieszaniny benzyny i alkoholu, głównie ze względu na potrzebę zwiększenia liczby oktanowej benzyny.

the alcohol content would not exceed several per cent v/v. The application of alcohol as the sole fuel is much more advantageous as it ensures high knocking resistance, thus, enabling to increase the compression ratio, overall efficiency and unit engine power [2, 3, 7]. This trend is particularly well developed in Brazil where they operate approximately 2 million vehicles fuelled with pure ethanol obtained from manioc and sugar cane [5].

Poland also attempted to use alcohol to power spark ignition engines. Wide research in this field was performed in the 80's of the last century in Bielsko-Biała Vehicle Institute (Instytut Technologiczno-Samochodowy) [8, 9]. The performed tests showed that the application of mixtures containing 8–10% of methanol and 5–7% of methyl-tert-butyl ether as homogenizer is possible. The tests also confirmed an advantageous effect of the alcohol and ether additives on the efficiency, engine unit power and  $\text{NO}_x$  and hydrocarbon emissions. However, it should be noted that if the total content of alcohol and ether exceeded 8% carburetor engines had to be tuned because such an alcohol content already constituted a lean mixture. At that time this was a serious difficulty while attempting to popularize this fuel.

A common use of multipoint injection of light fuels gives new possibilities of application of alcohol additives in the fuels. In the solution discussed in this paper additional injectors were applied in each cylinder. The original injectors were used for alcohol injection and the additional ones for gasoline injection. The system allows a simultaneous fuelling of the engine with gasoline and alcohol, and the share of alcohol in the fuel may vary from 0–100% depending on the engine load and speed. The assumption behind the planned research works is to fuel the engine at small loads with gasoline only or a mixture of gasoline and alcohol with a low alcohol content. The share of alcohol in the mixture is to grow with the engine load. The appropriate content of the mixture is to be controlled by the time of the opening of the both gasoline and alcohol injectors. It should be noted that this direction of research is currently being investigated by Volvo and Ford, which could be confirmed in literature [13].

## 2. Description of the fuelling system

The tests were performed on a 4-cylinder spark ignition multipoint injection engine – Fiat 1100. The technical data of this engine have been given in Table 1.

Schematics of the prototype inlet manifold has been shown in Fig. 1, and the engine in Fig. 2.

Table 1. The technical data of Fiat 1100

Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1100

Engine type/typ silnika	Fiat 1100
Bore and stroke/średnica cylindra × skok	70 × 72 mm
Displacement/pojemność skokowa	1108 cm <sup>3</sup>
Compression ratio/stopień sprężania	9.6
Rated power/engine speed/moc znamionowa/prędkość obrotowa	40 kW/5000 rpm
Maximum torque/engine speed/maksymalny moment obrotowy/prędkość obrotowa	88 N·m/3000 rpm

Podstawowym problemem tego zasilania było jednak zjawisko rozwarstwienia mieszanin w niskich temperaturach i w obecności wody. Z tego względu zawartość alkoholu w mieszaninach była ograniczona do kilku procent. Zawartość tę można było zwiększyć przez zastosowanie stabilizatorów takich jak etery, jednak i wtedy dodatek alkoholu nie przekraczał kilkunastu procent objętościowych. Znacznie korzystniejsze jest stosowanie alkoholu jako paliwa samostannego, bowiem pozwala ono w pełni wykorzystać dużą odporność przeciwstukową alkoholu, umożliwiającą zwiększenie stopnia sprężania i wzrost sprawności ogólnej i mocy jednostkowej silnika [2, 3, 7]. Kierunek ten jest szczególnie rozwinięty w Brazylii, gdzie jest eksploatowanych około 2 mln samochodów zasilanych alkoholem etylowym pozyskiwanym z manioku i trzciny cukrowej [5].

Również w Polsce podejmowano próby wykorzystania alkoholi do zasilania silników o zapłonie iskrowym. Szerokie prace w tym zakresie przeprowadzono w latach osiemdziesiątych ubiegłego wieku w Instytucie Technologiczno-Samochodowym Filii w Bielsku-Białej [8, 9]. Wykazały one, że możliwe jest zastosowanie mieszanin zawierających 8–10% alkoholu metylowego i 5–7% eteru metylo-tert-butylowego jako homogenizatora. W badaniach tych potwierdzono korzystny wpływ dodatku alkoholu i eteru na sprawność, moc jednostkową silnika oraz emisję tlenu azotu i węglowodorów. Należy jednak zaznaczyć, że przy dodatku sumarycznym alkoholu i eteru powyżej 8% w silnikach gaźnikowych należało przeprowadzić zmiany regulacyjne gaźnika z uwagi na nadmierne zubożenie mieszaniny palnej. Stanowiło to w tamtym okresie duże utrudnienie przy wprowadzaniu tego paliwa do użytku.

Powszechnie stosowanie wielopunktowego wtrysku paliw lekkich stwarza nowe możliwości stosowania dodatku alkoholi do benzyn. W rozwiązaniu opisywanym w niniejszym artykule do wtrysku alkoholu zastosowano dodatkowe wtryskiwacze na każdym cylindrze, przy czym oryginalne wtryskiwacze przeznaczone do wtrysku alkoholu, natomiast dodatkowe do wtrysku benzyny. System ten umożliwia równoczesne zasilanie silnika benzyną i alkoholem, a udział alkoholu może zmieniać się w granicach 0–100%, zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Założeniem planowanych prac badawczych jest zasilanie silnika przy małych obciążeniach samą benzyną lub mieszaniną z niewielkim dodatkiem alkoholu. Jego udział będzie się zwiększał w miarę wzrostu obciążenia silnika. Właściwy skład spalanej mieszaniny palnej będzie sterowany czasem otwarcia wtryskiwaczy benzynowego i alkoholowego. Należy zaznaczyć, że ten kierunek zasilania jest obecnie badany przez firmy Volvo i Ford, o czym świadczą doniesienia literaturowe [13].

## 2. Opis systemu zasilania silnika

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

Schemat prototypowego kolektora dolotowego przedstawiono na rys. 1, a silnik na rys. 2.

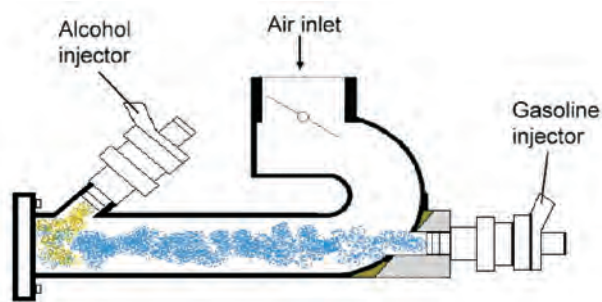


Fig. 1. Prototype inlet manifold Fiat 1100

Rys. 1. Schemat prototypowego kolektora dolotowego silnika Fiat 1100



Fig. 3. Original inlet manifold by Fiat 1100: 1 – location of the additional injectors

Rys. 3. Oryginalny kolektor dolotowy silnika Fiat 1100: 1 – miejsce usytuowania dodatkowych wtryskiwaczy

Two concepts of gasoline alcohol mixing have been taken into account during the construction of the prototype. In the first one additional alcohol injectors are fitted into the inlet manifold and in the second one a fuel mixer is fitted allowing a variable, electronically controlled alcohol content and such a mixed fuel is fed to the original injectors. The here described system presents a fuelling strategy based on two separate sets of injectors. The additional injectors are located in the front section of the inlet manifold. This required a modification of the manifold to fit the injectors and another fuel rail for the additional injectors. For the fitting of the injectors steel bushings were glued into the manifold with an epoxy. The necessity to develop a prototype fuel rail resulted from a different injector base of 37 mm. The view of the prototype manifold has been shown in Fig. 2 and the location of the additional injectors in Fig. 3.

### 3. Analysis of the test results

The comparative tests were performed while fuelling the engine with gasoline and methanol with the same ignition angle as if the engine was fuelled with pure gasoline. Both fuels were injected through the same injector marked in Figure 1 as the alcohol injector. The opening time pattern of the injector when fuelled with methanol was obtained



Fig. 2. Engine on a test stand: 1 – prototype fuel rail, 2 – additional injectors, 3 – original fuel rail

Rys. 2. Silnik na stanowisku badawczym: 1 – prototypowy kolektor paliwa, 2 – wtryskiwacze dodatkowe, 3 – oryginalny kolektor paliwa

Przy budowie prototypu silnika zostały przewidziane dwie koncepcje mieszania benzyny z alkoholem. Pierwsza przewiduje zamontowanie do kolektora dolotowego dodatkowych wtryskiwaczy do alkoholu, druga wykonanie mieszalnika paliw o zmiennym udziale alkoholu sterowanego elektronicznie i dostarczanie do oryginalnych wtryskiwaczy paliwa zmieszanego. Opisany w niniejszej pracy system przedstawia układ zasilania z zastosowaniem dwóch kompletów wtryskiwaczy. Dodatkowe wtryskiwacze umieszczono w przedniej części kolektora dolotowego. Wymagało to przeróbki kolektora umożliwiającej montaż wtryskiwaczy oraz wykonania nowej szyny paliwowej dla wtryskiwaczy dodatkowych. Do montażu wtryskiwaczy zastosowano tulejki stalowe wklejone do kolektora na kleju epoksydowym. Konieczność wykonania prototypowej szyny paliwowej wynikała z innego rozstawu wtryskiwaczy wynoszącego 37 mm. Widok prototypowego kolektora przedstawiono na rys. 2, a miejsce usytuowania dodatkowych wtryskiwaczy na rys. 3.

### 3. Analiza wyników badań

Badania porównawcze wykonano, zasilając silnik samą benzyną i samym metanolem przy nastawach kąta wyprzedzenia zapłonu identycznych jak przy zasilaniu benzyną. Obydwa paliwa były wtryskiwane przez ten sam wtryskiwacz oznaczony na rys. 1 jako wtryskiwacz alkoholu. Tablicę czasu otwarcia wtryskiwacza przy zasilaniu metanolem uzyskano na skutek przemnożenia wartości czasów otwarcia dla benzyny przez stały współczynnik 1,92, wynikający z różnicy wartości opałowej paliw. Wynikało to z warunku zachowania tego samego strumienia energii dostarczanej do silnika przy zasilaniu benzyną i alkoholem metylowym. Ostateczny czas otwarcia wtryskiwacza korygowany był przez sygnał sondy lambda.

Przy zasilaniu metanolem silnik rozwijał większy moment obrotowy o około 5% w stosunku do zasilania benzyną. Należy podkreślić, że wynik ten uzyskano bez optymalizacji

through multiplying of the opening times for gasoline by a constant coefficient of 1.92 resulting from the difference in the calorific value of the fuels. This resulted from the need to ensure the same stream of energy delivered to the engine when fuelled with gasoline and methanol. The final opening time of the injector was adjusted by the signal from the oxygen sensor.

When fuelled with methanol the engine had a higher torque of approximately 5% as opposed to gasoline fuelling. It should be noted that this result was obtained without the optimization of the ignition angle, hence, we can assume that when fuelled with methanol with an optimized ignition angle the engine would have even better parameters. The analysis presented in this paper is limited to engine operating points for identical engine loads. With this assumption, the engine operating points of higher torque compared to gasoline fuelling have been omitted.

The comparison of overall efficiency shown in Fig. 4 and 5 indicates that the engine fuelled with methanol operates with higher efficiency in the whole range of load and speed change. At the same time the differences in efficiencies grow

kąta wyprzedzenia zapłonu, a więc można zakładać, że osiągi silnika przy zasilaniu metanolem i optymalizacji regulacji mogą być jeszcze wyższe. W analizie przedstawionej w niniejszym artykule ograniczono się jedynie do punktów pracy dla tych samych obciążeń silnika. Przy tym założeniu punkty pracy silnika o większym momencie obrotowym w stosunku do zasilania benzyną zostały pominięte.

Porównanie sprawności ogólnej silnika przedstawione na rys. 4 i 5 wskazuje, że silnik zasilany metanolem pracuje z większą sprawnością w całym zakresie zmian obciążenia i prędkości obrotowej. Równocześnie różnice w sprawnościach powiększają się wraz ze wzrostem obciążenia i w zakresie średnich i maksymalnych obciążeń różnice bezwzględne wynoszą 3–5%, co daje wzrost względny sprawności, decydujący o eksploatacyjnych zużyciach energii, w zakresie 10–16%.

Wydaje się, że zarówno wzrost maksymalnych parametrów eksploatacyjnych, jak i sprawności silnika może być spowodowany większą szybkością spalania metanolu, co powoduje mniejsze straty ciepłne w cyklu. Równocześnie większe ciepło parowania metanolu wpływa na obniżenie

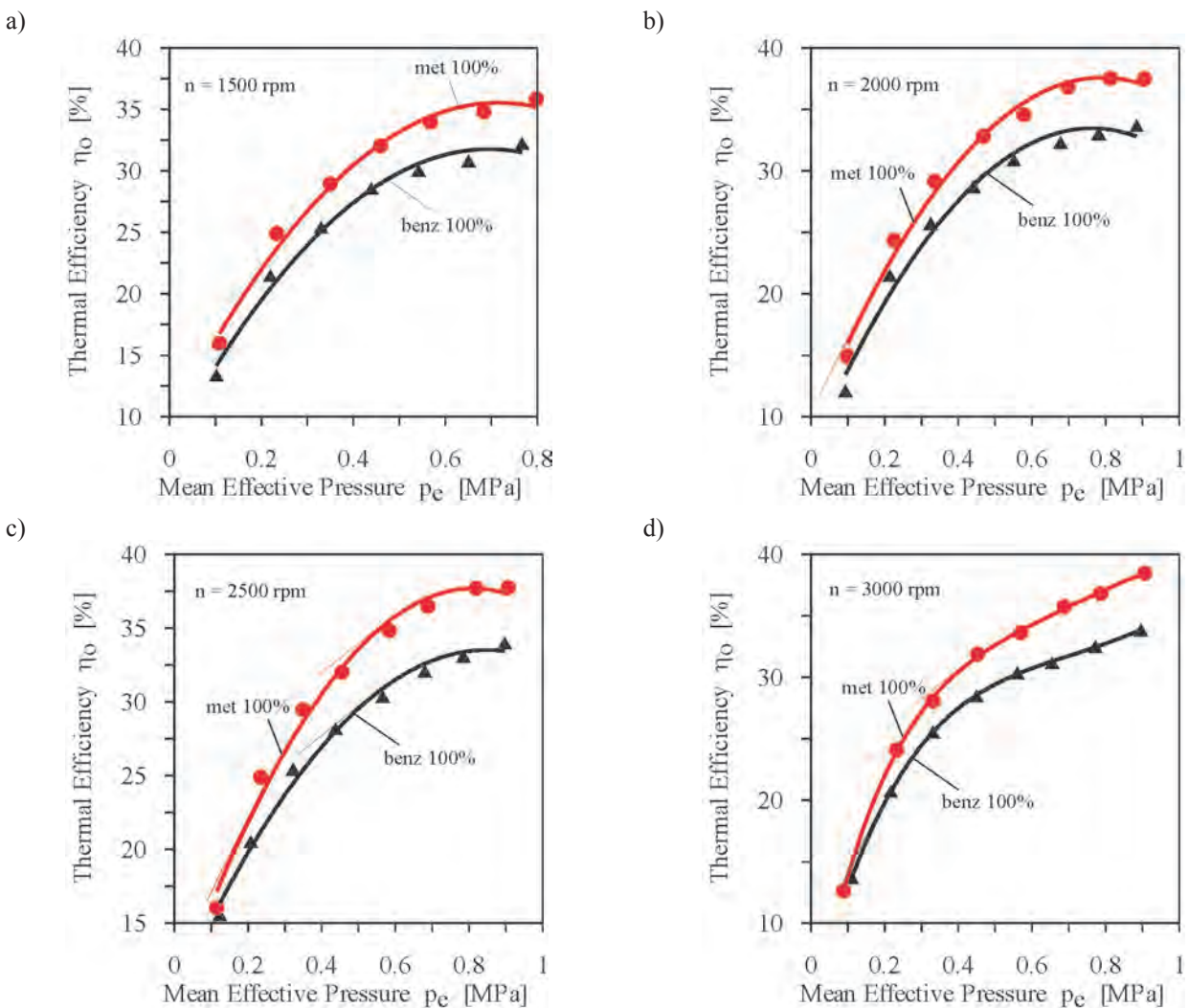


Fig. 4. Comparison of Fiat 1100 engine efficiency fuelled with gasoline and methanol

Rys. 4. Porównanie sprawności silnika Fiat 1100 przy zasilaniu benzyną i metanolem

with the load and in the range of medium and high loads these differences are on an absolute level of 3–5%, which gives a relative increase in efficiency on the level of 10–16%, which is decisive in terms of operating energy consumption.

temperatury ładunku w czasie sprężania i na początku procesu spalania, co może prowadzić do zmniejszenia strat mechanicznych w suwie sprężania i powiększenia sprawności. Wydaje się, że dalszy wzrost parametrów silnika

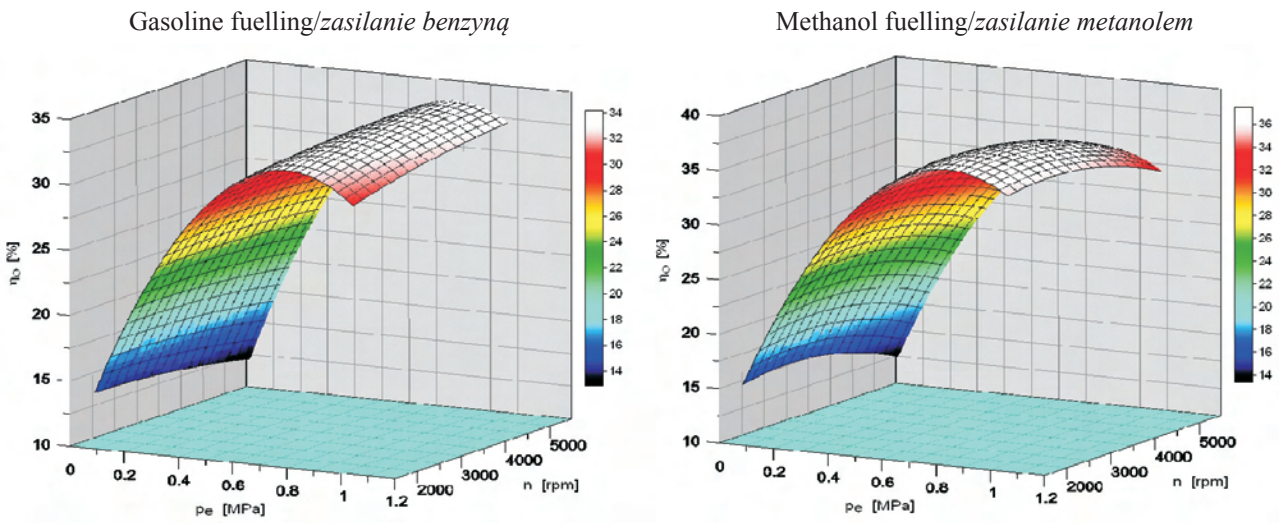


Fig. 5. Comparison of Fiat 1100 engine efficiency fuelled with gasoline and alcohol  
 Rys. 5. Porównanie sprawności silnika Fiat 1100 zasilanego benzyną i alkoholem

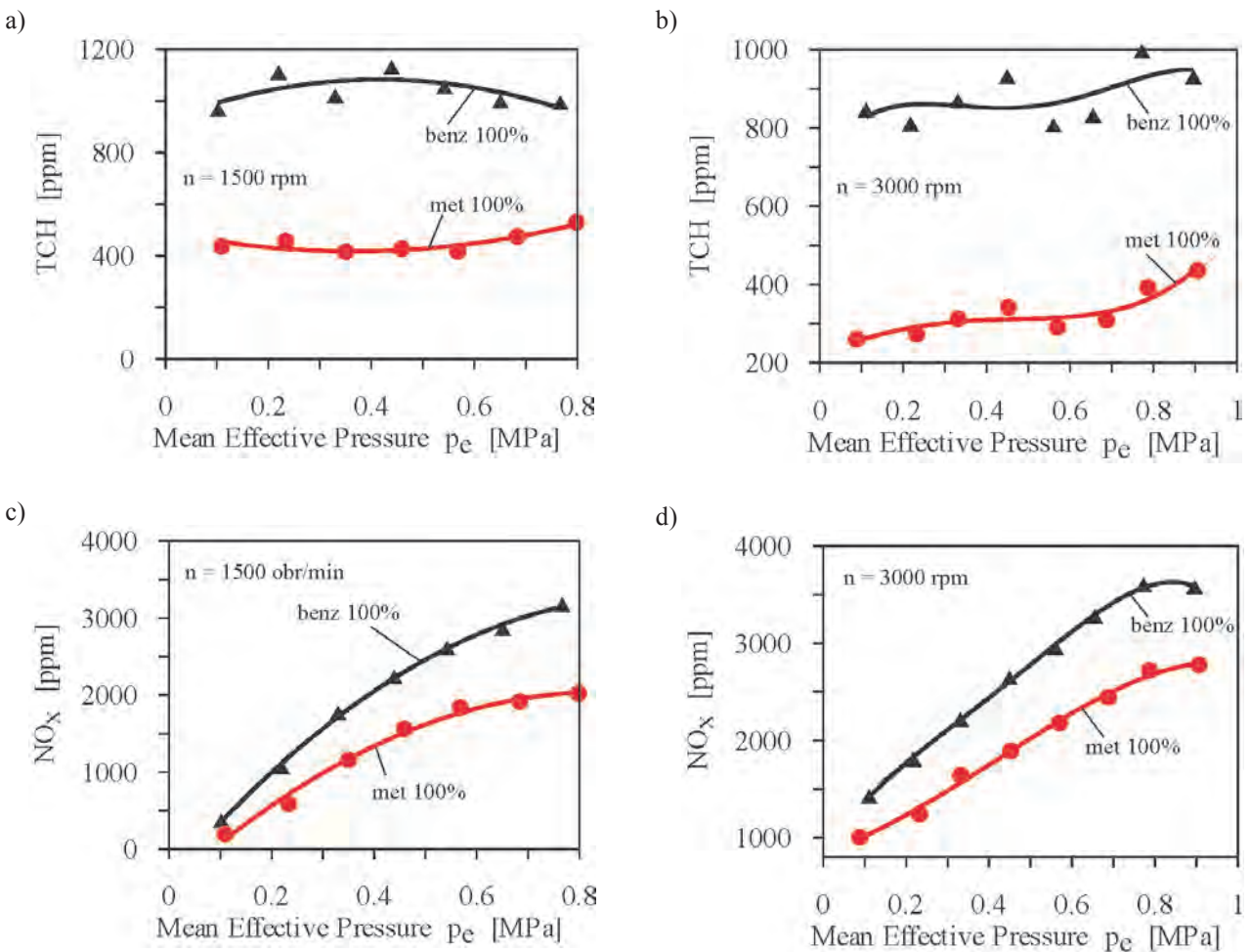


Fig. 6. Comparison of THC and NO<sub>x</sub> concentration in the exhaust of an engine fuelled with gasoline and methanol  
 Rys. 6. Porównanie stężenia węglowodorów i tlenków azotu w spalinach silnika zasilanego benzyną i metanolem

It seems that both the increase of the maximum operating parameters and the engine efficiency is a result of a quicker methanol combustion, which reduces the thermal losses in a cycle. At the same time higher heat of evaporation of methanol reduces the temperature of the charge during compression and the beginning of the combustion, which may lead to a reduction of mechanical losses in the compression stroke and an increase in the efficiency. It seems that a further improvement of the engine parameters may be obtained through the increase of the compression ratio and the optimum engine adjustment. The proposed system of dual fuelling with a variable methanol content in the mixture depending on the engine load and speed allows such modifications.

The application of methanol reduces the concentration of hydrocarbons and nitric oxides in the exhaust (Fig. 6 and 7). In the whole range of load changes a reduction of hydrocarbons of almost 2–3-times has been observed compared to gasoline fuelling. Such significant changes could be explained by a different methanol composition  $\text{CH}_3\text{OH}$  as compared to a mixture of different hydrocarbons of complex chemical composition in gasoline. The time of hydrocarbon oxidation grows as the number of atoms of carbon and hydrogen

może być osiągnięty przez zwiększenie stopnia sprężania i optymalizację regulacji silnika. Zaproponowany system dwupaliwowego zasilania z aktywną zmianą udziału alkoholu zależnie od obciążenia silnika i prędkości obrotowej umożliwi wprowadzenie sygnalizowanych zmian.

Zastosowanie metanolu korzystnie wpływa na stężenia węglowodorów i tlenków azotu w spalinach (rys. 6 i 7). W całym zakresie zmian obciążenia obserwowano prawie 2–3-krotne zmniejszenie stężenia węglowodorów w stosunku do zasilania benzyną. Tak istotne zmiany mogą być tłumaczone odmiennym składem metanolu  $\text{CH}_3\text{OH}$  w stosunku do mieszaniny różnych węglowodorów o złożonych składach chemicznych wchodzących w skład benzyny. Czas utleniania węglowodoru wzrasta w miarę zwiększania ilości atomów węgla i wodoru, co w szybkoobrotowych silnikach ZI wpływa na stężenia węglowodorów w spalinach. Nie bez znaczenia jest również to, że w cząsteczce metanolu zawarty jest tlen, który uwalniany w procesie spalania przyspiesza utlenianie atomów węgla i wodoru. Dodatkowym czynnikiem sprzyjającym szybkiemu utlenianiu metanolu są wyższe temperatury w czasie spalania w stosunku do występujących przy zasilaniu benzyną.

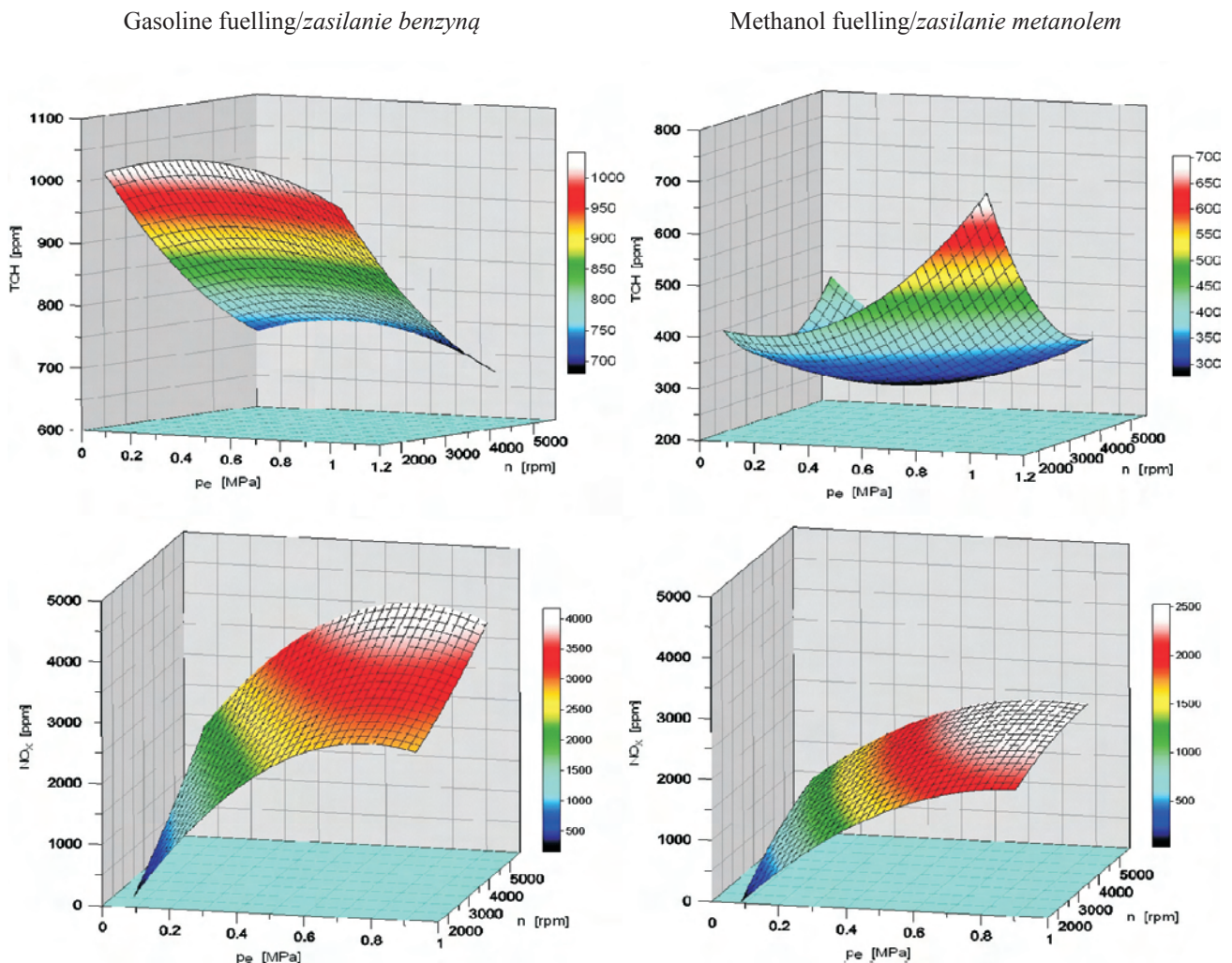


Fig. 7. Comparison of Fiat 1100 exhaust emissions fuelled with gasoline and methanol  
Rys. 7. Porównanie toksyczności spalin silnika Fiat 1100 zasilanego benzyną i metanolem

drogen increases, which in high speed spark ignition engines influences the concentration of hydrocarbons in the exhaust. The fact that methanol molecules contain oxygen is of certain importance as well. The oxygen, released during the combustion process accelerates the oxidation of the atoms of carbon and hydrogen. Another factor facilitating a quick oxidation of methanol is a higher temperature of combustion as opposed to the combustion of gasoline.

From the ecological point of view, particularly important is the reduction of  $\text{NO}_x$  concentration in the exhaust, occurring in the whole range of load changes (Fig. 6 and 7). The differences in the  $\text{NO}_x$  concentration grow as the engine load increases and in the range of medium and maximum loads amount to 40–60%, as shown in Fig. 6. The reduction of  $\text{NO}_x$  emission when fuelled with methanol has already been confirmed in earlier literature [1, 2, 3] but the analysis of the obtained results indicates a wide scale of this phenomenon. Due to difficulties with  $\text{NO}_x$  reduction through the catalytic converters the here described feature of methanol combustion is worth particular emphasis.

The explanation of the reasons for  $\text{NO}_x$  reduction in the process of methanol combustion is not an easy issue and requires additional in-depth analysis. It is a fact that the combustion time of the mixture of methanol and air is shorter but at the same time average temperatures during combustion are higher. The influence of time on the amount of generated NO, the main component of  $\text{NO}_x$  in the exhaust of a spark ignition engine is linear but the influence of the temperature is exponential. The increase in the temperature should, thus, more significantly influence the amount of generated NO than the reduction of the combustion time and, consequently, lead to a growth in  $\text{NO}_x$  concentration in the exhaust. In this case, however, the oxygen content in the molecules of methanol may play an important role. This oxygen is the chief oxidizer of the fuel. With the same excess air coefficients for methanol and gasoline the amount of oxygen supplied with the air is lower when fuelled with methanol and this may reduce the amount of generated  $\text{NO}_x$ .

Z ekologicznego punktu widzenia szczególnie istotne jest zmniejszenie stężenia  $\text{NO}_x$  w spalinach, występujące w całym zakresie zmian obciążenia (rys. 6 i 7). Różnice w stężeniach  $\text{NO}_x$  powiększają się w miarę wzrostu obciążenia silnika i w zakresie średnich i maksymalnych obciążeń wynoszą 40–60%, co wyraźnie widoczne jest na rys. 6. Zmniejszenie emisji  $\text{NO}_x$  przy zasilaniu metanolem sygnalizowane było również we wcześniejszych doniesieniach literaturowych [1, 2, 3], natomiast analiza uzyskanych wyników badań wskazuje na znaczne rozmiary tego zjawiska. Z uwagi na duże trudności w redukcji tlenków azotu w katalizatorach, opisywana korzystna cecha spalania metanolu wymaga szczególnego podkreślenia.

Wydaje się, że wyjaśnienie przyczyn obniżenia ilości  $\text{NO}_x$  tworzonych w procesie spalania metanolu nie jest łatwe i wymaga dodatkowych szczegółowych analiz. Wprawdzie czas spalania mieszaniny metanol–powietrze jest krótszy, ale równocześnie średnie temperatury czynnika podczas spalania są większe. Wpływ czasu na ilość tworzonych NO, głównego składnika tlenków azotu w spalinach silnika ZI, jest liniowy, natomiast wpływ temperatury ma charakter wykładniczy. Wzrost temperatury powinien zatem istotniej wpływać na ilość tworzonych NO niż zmniejszenie czasu i w konsekwencji prowadzić do wzrostu stężenia  $\text{NO}_x$  w spalinach. Wydaje się jednak, że w tym przypadku istotną rolę może odgrywać znacząca ilość tlenu zawarta w cząsteczkach metanolu, która głównie bierze udział w utlenianiu paliwa. Przy tych samych współczynnikach nadmiaru powietrza dla metanolu i benzyny, ilość tlenu dostarczana wraz z zasysanym powietrzem jest mniejsza przy zasilaniu metanolem i to może wpływać na zmniejszenie ilości tworzonych  $\text{NO}_x$ .

W przeprowadzonych badaniach stwierdzono, że temperatury spalin przy zasilaniu metanolem są mniejsze (rys. 8 i 9). Większe różnice temperatur występują w zakresie mniejszych obciążeń silnika i wynoszą 60–80°C. Można zatem przypuszczać, że czas rozgrzewania katalizatora po zimnym rozruchu silnika zasilanego metanolem będzie dłuższy, a temperatury pracy katalizatora przy częściowym

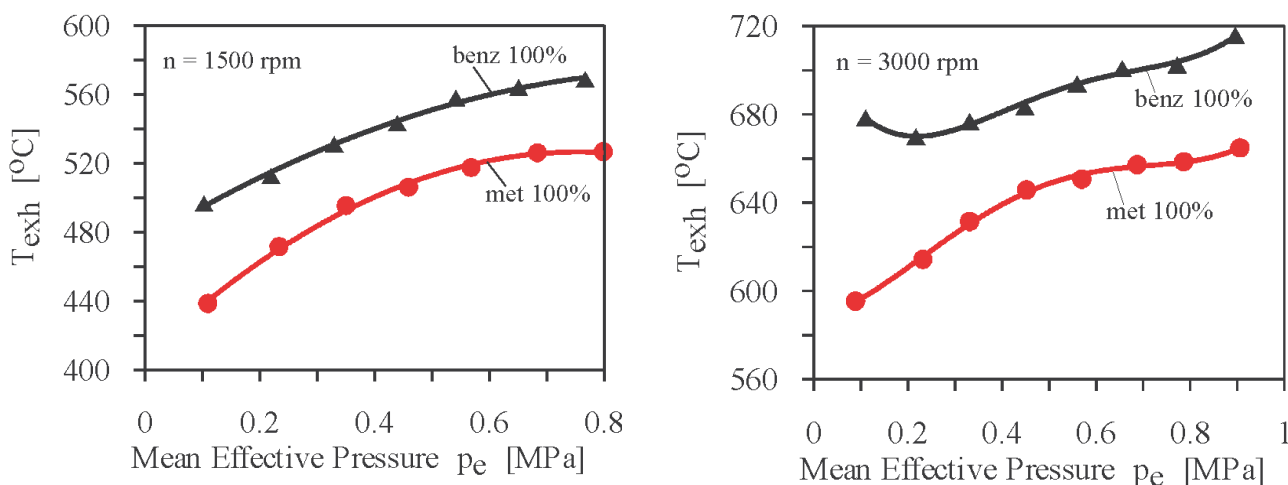


Fig. 8. Comparison of the combustion temperature of Fiat 1100 engine fuelled with gasoline and methanol

Rys. 8. Porównanie temperatury spalin silnika Fiat 1100 zasilanego benzyną i metanolem

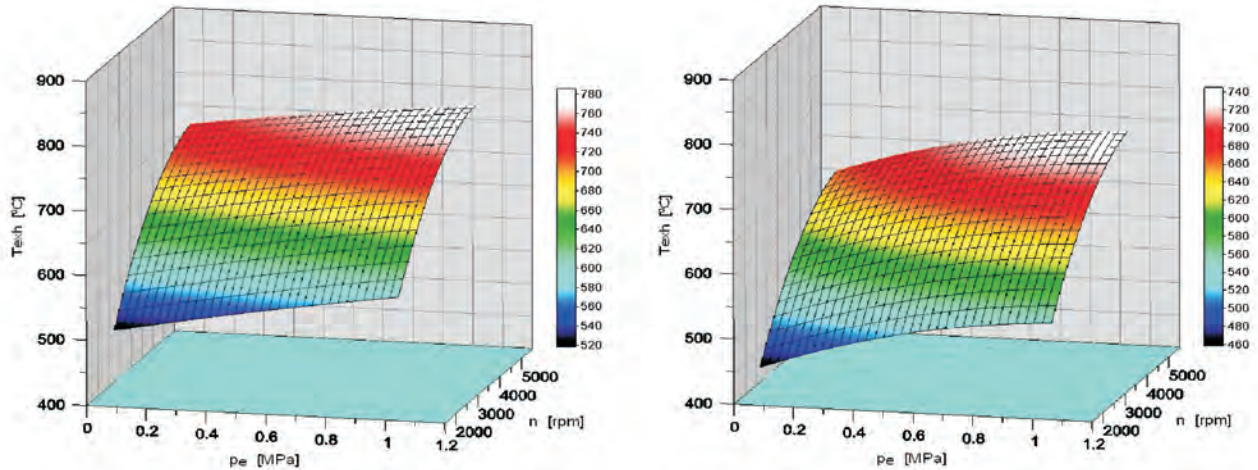


Fig. 9. Comparison of the exhaust temperature of Fiat 1100 engine fuelled with gasoline and methanol

Rys. 9. Porównanie temperatur spalin silnika Fiat 1100 zasilanego benzyną i metanolem

In the performed tests the authors observed that the exhaust temperatures when fuelled with methanol are lower (Fig. 8 and 9). Higher temperature differences occur at lower engine loads and amount to 60–80°C. We can, thus, presume that the time to reach light-off after cold start, when fuelled with methanol will be longer and the operating temperatures at part loads lower. This may affect the exhaust emissions downstream the catalytic converter. Hence, the comparison of toxic emissions for both fuels should be verified through tests.

During the engine operation on pure methanol certain flaws in the operation of the ignition system were observed. At loads close to maximum and the speeds above 3300 rpm after a few minutes the engine would lose power by approximately 30% and begin to work unevenly. On a reduction of the unit fuel dose and after the engine cooled down, its operation at full load was possible again. It has been confirmed that the reason for such a situation was improper operation of a spark plug in the 3rd cylinder. This spark plug showed traces of overheating seen on the interior electrode and the isolator. After disabling the injection in the 3rd cylinder the engine operated smoothly again at maximum loads and higher engine speeds. The power loss of the engine working in such a configuration was smaller than the losses generated by the faulty spark plug. The described phenomenon did not occur when the fuels were changed from methanol to gasoline. This suggests that the reason for the faulty operation were the changes in the combustion process characteristic of methanol.

The differences in the power losses when the 3rd cylinder was disabled and enabled again suggest that the reason for this phenomenon was probably a premature self-ignition of methanol which slowed down the crankshaft in the compression stroke. That would substantiate the higher loss of power than in the case of disabling of the 3rd cylinder. The comparison of the course of pressure during combustion shown in Fig. 10 indicated that during the combustion of methanol the temperatures are higher, which could cause excessive heating of the spark plug electrodes, which in

obciążeniu mniejsze. Może to oddziaływać na stężenia związków toksycznych za katalizatorem. Z tego powodu porównanie toksyczności przy obydwu systemach zasilania powinno być weryfikowane na podstawie badań testowych.

Podczas pracy silnika zasilanego samym metanolem stwierdzono pewne nieprawidłowości w pracy aparatury zapłonowej. Przy obciążeniach zbliżonych do maksymalnych i prędkościach obrotowych powyżej 3300 obr/min po kilku minutach pracy silnik tracił moc o około 30% i zaczynał pracować nierówno. Po zmniejszeniu dawki jednostkowej paliwa i ostygnięciu silnika, możliwa była ponowna praca silnika na pełnym obciążeniu. Stwierdzono, że powodem tego były zakłócenia w pracy świecy zapłonowej na trzecim cylindrze. Świeca zapłonowa tego cylindra wykazywała ślady przegrzania widoczne na wewnętrznej elektrodzie i izolatorze. Po wyłączeniu wtrysku na trzecim cylindrze silnik pracował równomiernie przy maksymalnych obciążeniach i wyższych prędkościach obrotowych. Równocześnie strata mocy dla tak pracującego silnika była mniejsza od uzyskiwanej przy zasilaniu wszystkich cylindrów. Omawiane zjawisko nie występowało po zmianie zasilania metanolem na zasilanie benzyną. Sugeruje to, że przyczyną nieprawidłowości były zmiany procesu spalania związane z zasilaniem metanolem.

Różnice w stratach mocy przy pracującym i wyłączonym trzecim cylindrze sugerują, że powodem omawianego zjawiska był prawdopodobnie przedwczesny samozapłon metanolu, który powodował hamowanie wału korbowego w suwie sprężania. To uzasadniałoby stratę mocy większą od występującej po wyłączeniu trzeciego cylindra. Porównanie przebiegu ciśnienia w czasie spalania pokazane na rys. 10 wskazuje, że w czasie spalania metanolu występują wyższe temperatury czynnika, co może spowodować nadmierne rozgrzewanie elektrod świecy zapłonowej, które następnie stają się źródłem przedwczesnego samozapłonu mieszaniny. Hipotezę tę potwierdzają fakty, że elektroda wewnętrzna wykazywała ślady przegrzania oraz że po ostygnięciu silnik pracował poprawnie na maksymalnych parametrach.

turn becomes a reason for a premature self-ignition. The hypothesis can be confirmed by the fact that the internal electrode showed traces of overheating and after the engine cooled down it could again operate at maximum parameters. Additional argument for this hypothesis is the fact that the concentrations of the analyzed exhaust components changed only slightly during the 3rd cylinder faulty operation. This suggests a proper mixture combustion even in the case of advanced self-ignition.

Here we should stress that the application of generally available spark plugs of higher thermal index and lowering

Dodatkowym argumentem wskazującym na prawdziwość postawionej tezy może być fakt, że stężenia analizowanych składników spalin przy nieprawidłowo pracującym trzecim cylindrze zmieniały się nieznacznie. Sugeruje to prawidłowe spalanie mieszaniny palnej na tym cylindrze nawet przy znacznym wyprzedzonym samozapłonie.

W tym miejscu należy podkreślić, że zastosowanie dostępnych w handlu świec o wyższej wartości cieplnej oraz obniżenie temperatury cieczy chłodzącej nie przynosiło widocznej poprawy w pracy trzeciego cylindra. Ponieważ zjawisko to wyraźnie występowało jedynie na trzecim cylin-

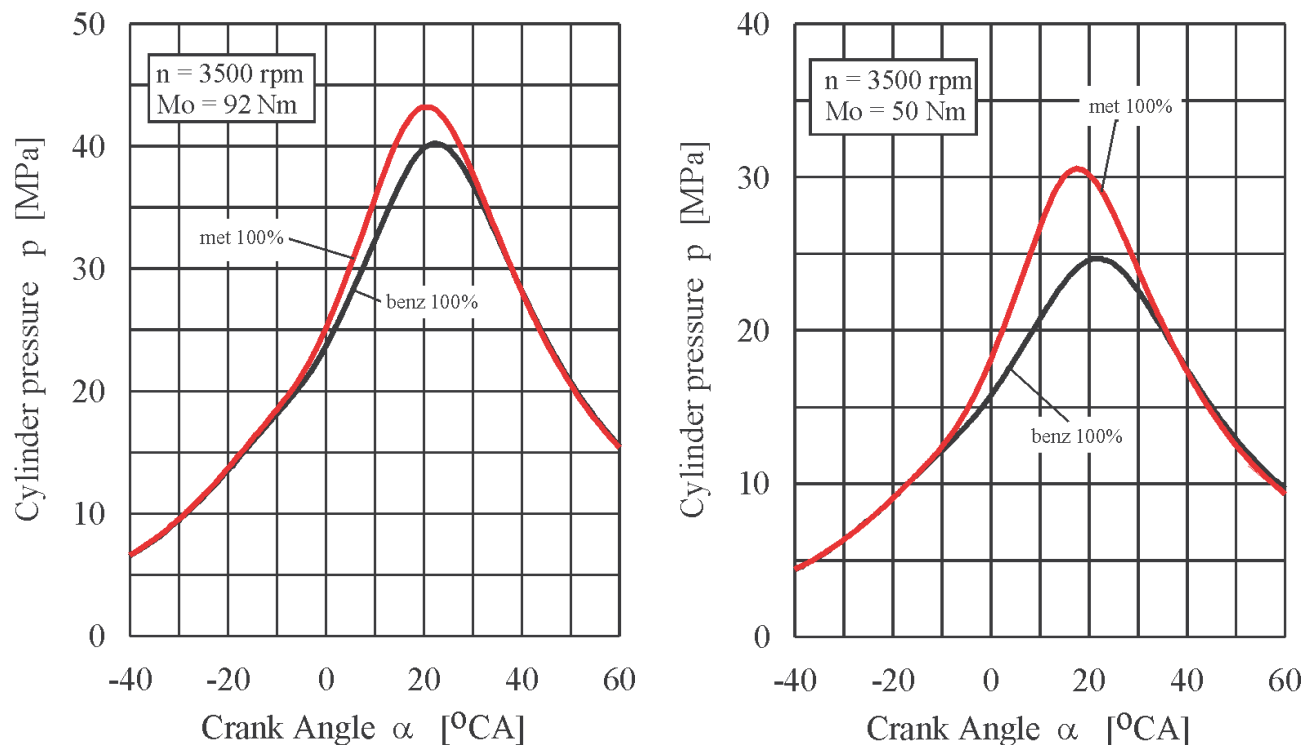


Fig. 10. Comparison of the course of pressure in the cylinder during combustion in the Fiat 1100 engine fuelled with gasoline and methanol

Rys. 10. Porównanie przebiegu ciśnienia w cylindrze w czasie spalania w silniku Fiat 1100 zasilanym benzyną i alkoholem

of the coolant temperature did not correct the situation in the 3rd cylinder. Since this phenomenon evidently occurred in the 3rd cylinder only, the question remains whether it is characteristic of this type of engine or simply this particular test unit. Perhaps the reason for the electrode overheating is insufficient heat transfer from the spark plug in this cylinder. The investigations related to the selection of spark plugs and explanation of the reasons for improper operation of the engine when fuelled with pure methanol will be continued and their results published at a later time.

#### 4. Conclusions

Based on the performed tests, the following general conclusions can be drawn:

1. The described fuel system is characterized by a variety of advantages significant for dual fuel supply systems in spark ignition engines. The advantages are as follows:

drze, nadal pozostaje pytanie, czy jest ono charakterystyczne dla tego typu silnika, czy może tylko dla badanego egzemplarza. Być może powodem przegrzewania elektrod jest niedostateczne odprowadzenie ciepła od świecy zapłonowej w tym cylindrze. Badania nad doбором świec zapłonowych i wyjaśnieniem przyczyn nieprawidłowej pracy silnika przy zasilaniu samym metanolem będą prowadzone, a ich wyniki zostaną opublikowane w terminie późniejszym.

#### 4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski o charakterze ogólnym:

1. Opracowany system zasilania charakteryzuje się wieloma zaletami istotnymi przy dwupaliwowym zasilaniu silnika ZI. Do zalet tych należy zaliczyć:
  - możliwość rozruchu silnika zasilanego samą benzyną, co

- the possibility to start the engine on pure gasoline, which allows to preserve the engine startup properties as is in the case of traditional fuel supply system,
  - the possibility of simultaneous gasoline and methanol or ethanol combustion, while the alcohol content is actively adjusted depending on the loads and engine speeds,
  - the elimination of the gasoline-alcohol liquid breaking at high alcohol content,
  - the possibility to switch to pure alcohol during engine operation.
2. The fuelling with methanol reduces  $\text{NO}_x$  and HC emissions and improves the overall engine efficiency and external engine parameters such as power output and torque.
  3. The external engine parameters can be further improved through the increase of the compression ratio and optimization of the engine adjustment.

*The tests described in this paper have been financed by the research grant no. PB 45343/B/T02/2007/33 awarded by the Ministry of Science and Higher Education.*

- pozwala zachować jego właściwości rozruchowe jak przy zasilaniu tradycyjnym,
  - możliwość równoczesnego spalania benzyny i dowolnego alkoholu, przy aktywnie zmienianym udziale alkoholu, zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika,
  - wyeliminowanie zjawiska rozwarstwiania się mieszanin benzyna–alkohol przy dużych udziałach alkoholu,
  - możliwość przechodzenia na zasilanie samym alkoholem podczas pracy silnika.
2. Zasilanie metanolem daje duże możliwości zmniejszenia emisji tlenków azotu i węglowodorów oraz poprawy sprawności ogólnej i parametrów zewnętrznych silnika, takich jak moc i maksymalny moment obrotowy.
  3. Parametry zewnętrzne silnika mogą być dalej podwyższone przez zwiększenie stopnia sprężania silnika oraz optymalizację jego regulacji.

*Badania opisywane w niniejszej pracy zostały wykonane w ramach grantu badawczego nr PB 45343/B/T02/2007/33 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.*

*Artykuł recenzowany*

## 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, Warszawa 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, Radom 1999.
- [6] Sitnik L.: Ekopaliwa silnikowe. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.
- [7] Jakubowski J.: Silniki samochodowe zasilane paliwami zastępczymi. WKiŁ, Warszawa 1987.
- [8] Wojciechowska A., Grudnicka E., Januszyk A., Stelmasiak Z.: Zastosowanie paliw alkoholowych do napędu samochodu małolitrażowego. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej nr F1/0181/66/81, Bielsko-Biała 1982.
- [9] Wojciechowska A., Stelmasiak Z., Grudnicka E., Januszyk A.: Badania procesów spalania zachodzących w silniku Fiat 126p typ A1.076 zasilanym paliwem BEM94 i Et94. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej nr ITS 055/047, Bielsko-Biała 1983.
- [10] Brinkman N., Halsall R., Jorgensen S.W., Kirwan J.E.: The Development Of Improved Fuel Specifications for Methanol (M85) and Ethanol (E85). SAE Technical Paper 940764.
- [11] Kelly K.J., Bailey B.K., Coburn T.C., Clark W., Lissiuik P.: Federal Test Procedure Emissions Test Results from Ethanol Variable-Fuel Vehicle Chevrolet Luminas. SAE Technical Paper 961092.
- [12] [en.wikipedia.org/wiki/Alcohol\\_fuel#Alcohol\\_in\\_Brazil](http://en.wikipedia.org/wiki/Alcohol_fuel#Alcohol_in_Brazil), 2008.
- [13] [www.greencarcongress.com/2008/08/alcohol-boostin.html](http://www.greencarcongress.com/2008/08/alcohol-boostin.html), 2008.

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

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



Mr. Janusz Semikow, MEng. – postgraduate in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

*Mgr inż. Janusz Semikow – doktorant w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.*



Mr. Jerzy Larisch, DEng. – doctor in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

*Dr inż. Jerzy Larisch – adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.*



## The effect of platinum-rhodium active coating application in self-ignition engine on polycyclic aromatic hydrocarbons concentration in exhausts

*Polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) are known to be mutagenic and carcinogenic group of substances. One of the most important anthropogenic source of these hydrocarbons is motorization (especially diesel engines). The most effective method of PAHs removal from exhaust gasses is using catalytic converters in vehicle exhaust systems. This paper presents results of measurements of polycyclic aromatic hydrocarbons emissions from self-ignition engine with platinum-rhodium active coating application inside.*

Key words: catalyst, polycyclic aromatic hydrocarbons, catalytic layers, self-ignition engine

### Wpływ zastosowania platynowo-rodowej powłoki aktywnej wewnątrz silnika o zapłonie samoczynnym na stężenie wielopierścieniowych węglodorów aromatycznych w spalinach

*Wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne (WWA) należą do grupy związków uznanych za mutagenne i kancerogenne. Jednym z najważniejszych antropogenicznych źródeł emisji tych związków jest motoryzacja a w szczególności, ze względu na specyfikę prowadzenia procesu spalania paliwa, silniki o zapłonie samoczynnym. Najskuteczniejszą metodą usuwania WWA ze spalin silnikowych jest ich katalityczne oczyszczanie. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań, których celem była ocena wpływu zastosowania katalizatora we wnętrzu silnika o zapłonie samoczynnym na zawartość WWA w spalinach.*

Słowa kluczowe: wewnętrzny katalizator spalania, wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne, silnik o zapłonie samoczynnym

#### 1. Introduction

Toxic substances emission from combustion engines is a significant global problem. Some polycyclic and volatile organic combinations very often determinate hazardous effect of engine exhaust gases on humans because of their mutagenic and carcinogenic properties. Their concentration in combustion engine exhaust is not directly limited. Numerous of toxicology and epidemiology researches [1–6] shows visible relations between human exposure to this substances and increase of cancer risk. Human organism cells are tiring to remove polycyclic aromatic hydrocarbons by connecting them with hydroxyl group. Some products of this process can be combine with nucleolus DNA, which causes damages of genetic material and various mutations.

In Poland Recommended Maximum Concentration Limit (RMCL) for benzo(a)pirene – 0.002 mg/m<sup>3</sup> and dibenzo (a,h)antracene – 0.001 mg/m<sup>3</sup> had been determinated as yet [7]. Special units for RMCL and RMIL (Recommended Maximum Intensity Limit) determination accepted RMCL as 0.002 mg/m<sup>3</sup> as PAHs concentration sum augment to Relative Carcinogenic Coefficient according to Nisbet and LaGoy [4] (Tab. 1).

Problem of polycyclic aromatic hydrocarbons emission is important especially in case of diesel engines (self ignition engines) because of specific, unstable physical-chemical condition of fuel combustion process (local oxygen deficiency).

Limitation of unburned hydrocarbons emission required beside improvement of off-engine methods of exhausts

#### 1. Wstęp

Emisja substancji toksycznych z silników spalinowych jest ważnym problemem globalnym. Obecne w spalinach węglowodory, szczególnie z grupy połączeń wielopierścieniowych oraz lotnych, ze względu na swoje kancerogenne i mutagenne właściwości bardzo często determinują szkodliwy wpływ gazów spalinowych na organizmy żywe, pomimo że ich stężenie w spalinach nie jest bezpośrednio limitowane. Liczne badania toksykologiczne i epidemiologiczne [1–6] wskazują na zależność pomiędzy ekspozycją na te związki a wzrostem ryzyka powstawania nowotworów. Komórki organizmu próbują usuwać WWA przez przyłączanie do nich grup hydroksylowych, lecz niektóre powstające w ten sposób pochodne mogą wiązać się z DNA jądra komórkowego, co powoduje uszkodzenie materiału genetycznego i różnego rodzaju mutacje.

Dotychczas w kraju ustalono wartości normatywów higienicznych NDS (najwyższego dopuszczalnego stężenia) dla benzo(a)pirenu – 0,002 mg/m<sup>3</sup> i dibenzo(a,h)antracenu – 0,001 mg/m<sup>3</sup> [7]. W roku 1998 Międzyresortowa Komisja ds. NDS i NDN (najwyższego dopuszczalnego natężenia) zaakceptowała zaproponowaną przez Zespół Ekspertów ds. Czynników Chemicznych dla WWA wartość NDS – 0,002 mg/m<sup>3</sup> jako sumę stężeń WWA pomnożonych przez współczynniki kancerogenności określone przez Nisbeta i LaGoy'a (tab. 1) [4].

Problem emisji WWA, ze względu na specyfikę prowadzenia procesu spalania paliwa (m.in. występujące lokalnie niedobory tlenu) jest szczególnie istotny w odniesieniu

Table 1. PAHs Relative Carcinogenic Coefficients determined by Nisbet and LaGoy [4]

Tabela 1. Względne współczynniki kancerogenności określone dla WWA w pracy Nisbeta i LaGoy'a [4]

PAHs/związek	RCC/WWK
Benzo(a)pirene/benzo(a)piren	1.00
Benzo(a)antracene/benzo(a)antracen	0.10
Indeno(1,2,3-c,d)pirene/indeno(1,2,3-c,d)piren	0.10
Antracene/antracen	0.01
Chryzene/chryzen	0.001
Naphtalene/naftalen	0.001
Acenaphtylene/acenaftylen	0.001
Acenaphtene/acenaften	0.001
Fluorene/fluoren	0.001
Phenantrene/fenantren	0.001
Pirene/piren	0.001

gases purification also direct interference in combustion process. An example is inner catalyst application inside of self-ignition engine.

## 2. Experiment

A VW 1.9 TDI self-ignition engine (diesel engine) was used as a research engine with engine modification consisted in application of platinum-rhodium catalyst on engine glow plugs (inner catalyst). Zirconium ceramic was used as a catalyst support layer and a local thermal barrier. A scheme of the inner catalyst is shown in the Fig. 1.

Conventional fuel (commercial diesel oil) was used as engine fuel. Two characteristic engine loads: idle run and 150 N·m, were chosen. A scheme of research work stand – engine test house – is presented in the Fig. 2.

do silników o zapłonie samoczynnym. Ograniczenie toksycznych emisji z silników ZS oprócz doskonalenia pozasilnikowych metod oczyszczania spalin wymaga również bezpośredniej ingerencji w proces spalania. Taką ingerencją stanowi rozwiązanie polegające na zastosowaniu katalizatora wewnątrz przestrzeni spalania silnika.

## 2. Eksperyment

Do badań wykorzystano silnik VW 1.9 TDI o zapłonie samoczynnym. W przestrzeń spalania silnika wprowadzono platynowo-rodową warstwę aktywną umieszczoną na powierzchni żarników świec żarowych, zwaną dalej w pracy katalizatorem wewnętrznym. Warstwę aktywną naniesiono na cyrkonową powłokę ceramiczną umożliwiającą lepsze rozwinięcie powierzchni katalizatora oraz spełniającą rolę lokalnej bariery termicznej (rys. 1).

Silnik pracował bez obciążenia (na biegu jałowym) oraz z obciążeniem 150 N·m. Przyjęte obciążenia zawarte są w zakresie obciążeń użytkowych. Prędkość obrotową dobrano w obszarze maksymalnego momentu obrotowego (2500 obr/min). Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 2.

Zestaw do poboru prób gazów spalinowych składał się z sorbentu (rurki z węglem aktywnym typu SKC-lot 120) oraz filtra z włókna szklanego (Staplex TF AGF 810). Pobór odbywał się dwustopniowo, ponieważ WWA w gazach spalinowych, ze względu na niestabilizowane warunki charakteryzujące procesy spalania paliw w silnikach, występują w stanie wolnym w postaci par oraz w postaci zaadsorbowanej na porowatej powierzchni cząstek stałych. Ekstrakcja WWA zaadsorbowanych na węglu aktywnym odbywała się za pomocą chlorku metylenu w łaźni ultradźwiękowej. W celu oczyszczenia ekstraktu z substancji przeszkadzających zastosowano metodę SPE (Solid Phase Extraction) – technikę ekstrakcji do fazy stałej, którą zalecają współczesne przepisy analityczne. Czynnikiem ekstrahującym był szerokoporowaty żel krzemionkowy ze związanymi na jego powierzchni grupami alkilowymi o 18. atomach węgla w łańcuchu (C-18). Analizę chromatograficzną prowadzono na chromatografie gazowym Hewlett-Packard 5890, z detektorem płomieniowo-jonizacyjnym, umożliwiającym ilościowe i jakościowe oznaczanie zaadsorbowanych WWA. Chromatograf zawierał kolumnę kapilarną HP-5

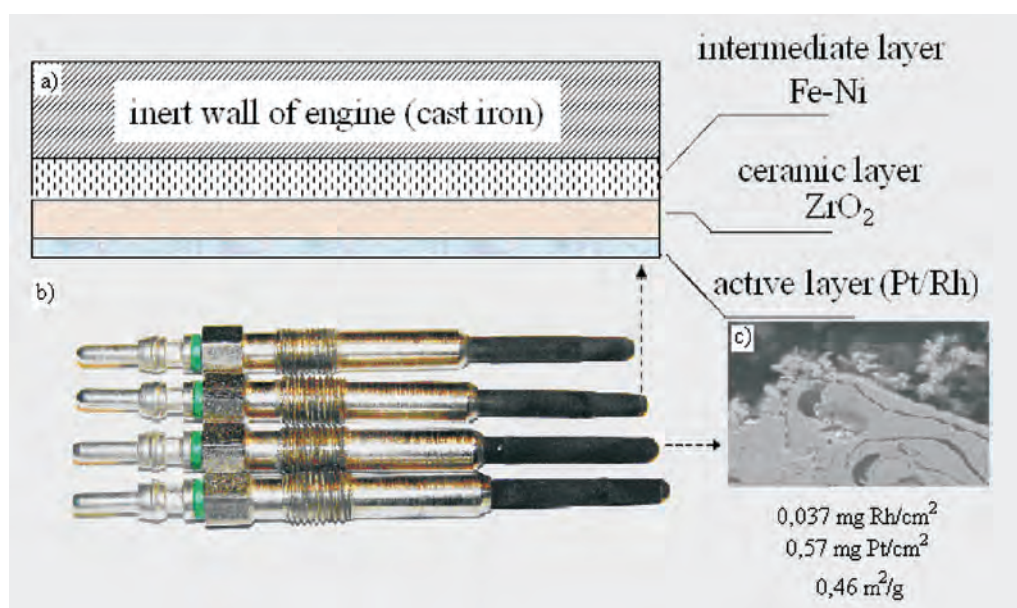


Fig. 1. Inner catalyst (active layers inside the engine): a) scheme of catalyst layers, b) engine glow plugs with platinum-rhodium active layer, c) view of inner catalyst from electron-scanning microscope (cross-section)

Rys. 1. Katalizator wewnętrzny (platynowo-rodowa powłoka aktywna we wnętrzu silnika): a) schemat budowy warstw wewnętrznych katalizatora spalania, b) świece żarowe silnika VW 1.9 TDI z warstwą aktywną, c) przekrój poprzeczny przez warstwę katalizatora – mikroskop elektronowo-skaningowy

Analysis procedure of polycyclic aromatic hydrocarbons concentration in exhaust gases was consisted of few important stages: uptake stage, research material recovery, sample purification and enrichment, chromatography analysis. Analytic procedure of PAHs marking is shown on Fig. 3.

Because of unstable parameters of engine work (pressure and temperature jumps) PAHs samples was uptaken by tubes with active coal, type SKC-lot 120, (gas phase) and by Staplex TF AGF 810 filters (PAHs adsorbed on particle matter). According to new analytic recommendations Solid Phase Extraction (SPE) was used for samples purification and enrichment. Gas chromatograph Hewlett-Packard 5890 with FID detector and capillary column (HP-5, 30 m, 0.53 mm) was used for quantity and quality analysis. Calibration of the chromatograph was made by attested mixture of 16 model samples (according to EPA, USA). The temperature was programmed in the range 333–553 K with 15 deg/min increase.

### 3. Results and discussion

In result of the research work, which aim was PAHs marking in exhaust VW 1.9 TDI engine, six from possible 16 hydrocarbons was detected: acenaphtylene, acenaphthene, fluorene, phenanthrene, fluoranthene and pirene.

When engine was idle running without inner catalyst on engine glow plugs fluoranthene has a majority PAHs sum share (54%). When engine worked with load the biggest share in PAHs sum has phenanthrene (51%). Share of particular polycyclic aromatic hydrocarbons in their sum is shown on Fig. 4.

Whereas engine worked without load phenanthrene (28%), fluorine (9%), acenaphtylene (5%) and acenaphtene (4%) was also detected.

When engine load rose up to 150 N·m, beside phenanthrene, acenaphten (30%), fluorene (9%), acenaphtylen and fluoranthen (both 5%) was detected.

Active coating application inside the engine caused reduction of PAHs quantity (from 5 to 2 in

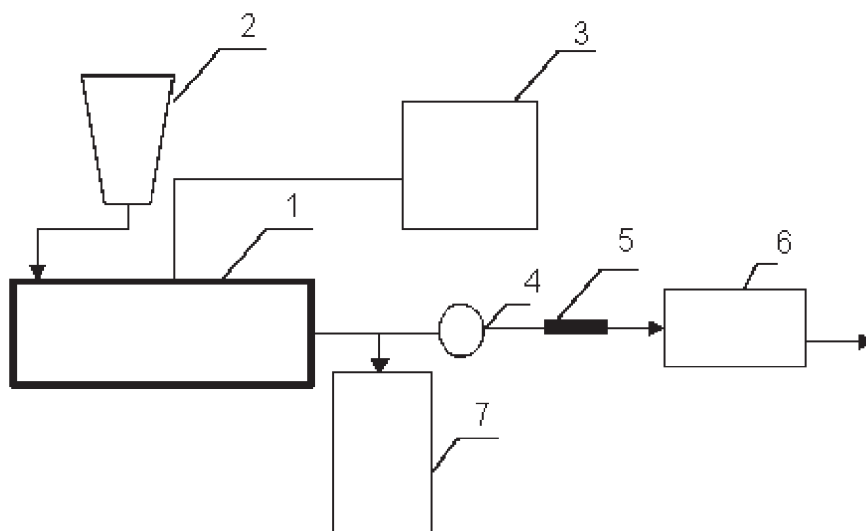


Fig. 2. Research workstation: engine test house: 1 – engine with a break, 2 – fuel reservoir, 3 – NO, CO and smoke level analyzers, 4 – filter, 5 – tube with active coal, 6 – exhaust gases uptake system, 7 – engine control system

Rys. 2. Schemat budowy stanowiska badawczego: 1) silnik z hamulcem, 2) zbiornik paliwa, 3) analizatory CO, NO i zadymienia spalin, 4) sącdek, 5) rurka z węglem aktywnym, 6) układ sterowania silnikiem

(30 m, 0,53 mm). Temperaturę zaprogramowano w zakresie 333–553 K ze wzrostem 15 K/min. Kalibrację aparatu przeprowadzono, opierając się na atestowanej mieszaninie

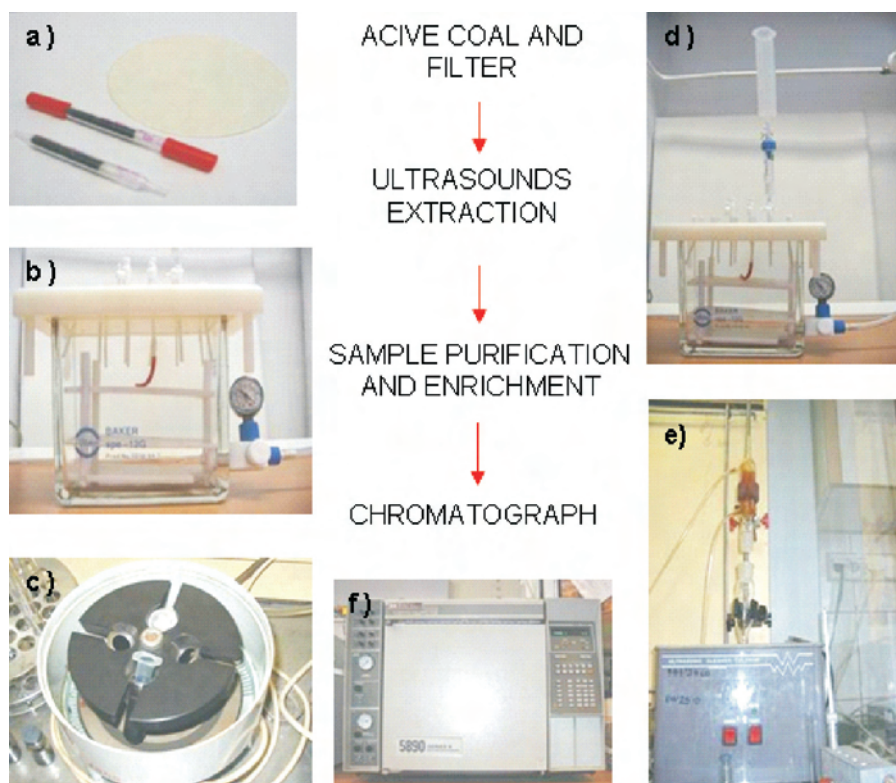


Fig. 3. The method of polycyclic aromatic hydrocarbons marking in engine exhaust : a) filter (Staplex TF AGF 810) and active coal tube (SKC-lot 120), b), c), d) the elements of SPE system, e) system of ultrasonics extraction, f) gas chromatograph HP 5890

Rys. 3. Metoda oznaczania WWA w gazach spalinowych: a) sącdek z włókna szklanego (Staplex TF AGF 810) i rurka z węglem aktywnym (SKC-lot 120), b), c), d) układ SPE – ekstrakcja do fazy stałej, e) układ do ekstrakcji WWA z próby za pomocą ultradźwięków, f) chromatograf gazowy HP 5890

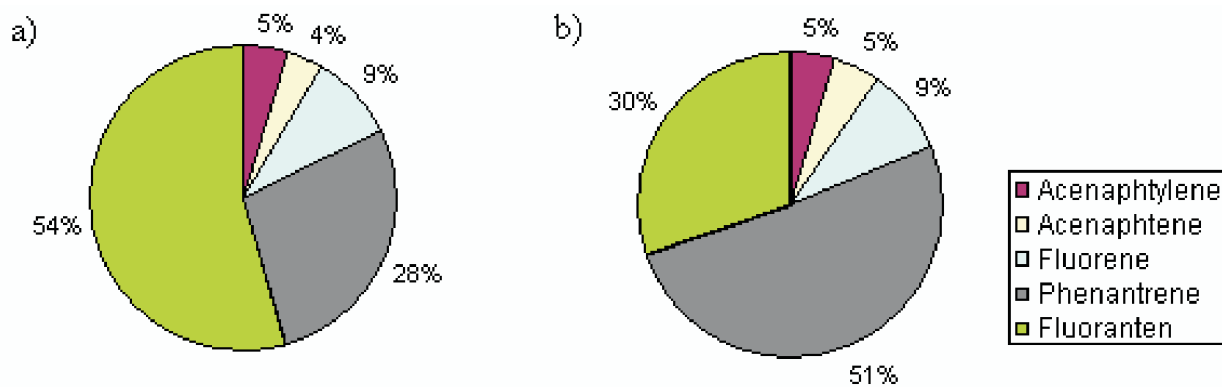


Fig. 4. Share of particular polycyclic aromatic hydrocarbons in their sum, VW 1.9 TDI engine without modification: a) idle run, b) engine load: 150 N·m

Rys. 4. Udział poszczególnych związków w sumie WWA. Silnik VW 1,9TDI; fabryczna kompletacja silnika: a) praca silnika bez obciążenia, b) z obciążeniem 150 N·m

case of idle run and from 5 to 3 when engine worked with load).

When engine worked with catalyst, without any load, just two from 16 possible PAHs was detected (acenaphtylene 57% and fluorene 43%). Additionally acenaphtylene was detected when engine worked with load 150 N·m. Share of particular polycyclic aromatic hydrocarbons in their sum in this case amount accordingly for acenaphten, acenaphtylene and fluorene: 77%, 14% and 9% (Fig. 5).

To evaluate inner catalyst application effectiveness on Fig. 6 and 7 quantity and quality of PAHs composition was compared for both states of engine work (with and without catalyst). In case of both engine load (idle run and 150 N·m)

16 wzorców WWA zalecanej przez EPA (USA).

Metodę oznaczania WWA w gazach spalinowych przedstawiono na rys. 3.

### 3. Wyniki badań i ich dyskusja

W wyniku przeprowadzenia analizy jakościowej spalin z silnika VW 1,9 TDI wykryto następujące związki spośród wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych: acenaftylen, acenaften, fluoren, fenantren, fluoranten oraz piren.

Podczas pracy silnika w stanie wyjściowym (bez zastosowania proponowanych zmian konstrukcyjnych) największy udział spośród zidentyfikowanych związków w przypadku

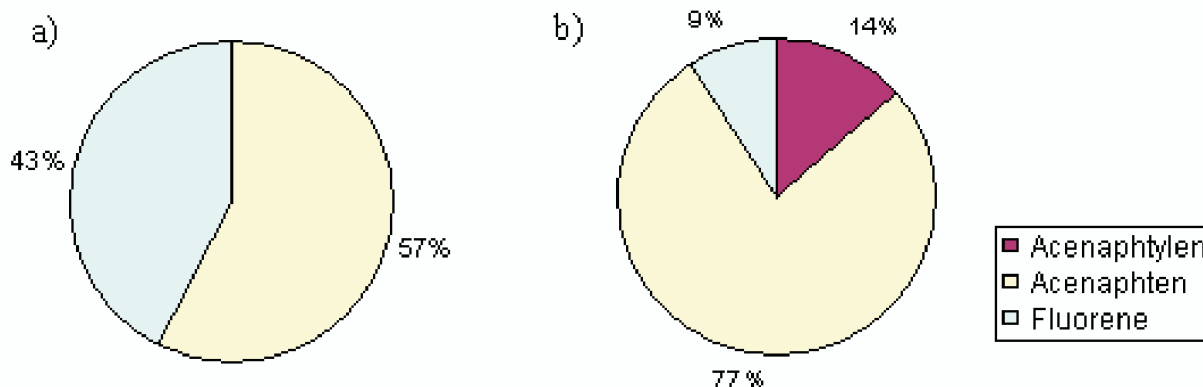


Fig. 5. Share of particular polycyclic aromatic hydrocarbons in their sum, VW 1.9 TDI engine with active layer on glow plugs: a) idle run, b) engine load: 150 N·m

Rys. 5. Udział poszczególnych związków w sumie WWA. Silnik VW 1,9 TDI; świece żarowe z platynowo-rodową warstwą katalizatora: a) praca silnika bez obciążenia, b) z obciążeniem 150 N·m

reduction of polycyclic aromatic hydrocarbons concentration and their group share was observed (except acenaphten which concentration rise in both cases when engine worked with inner catalyst).

biegu jałowego miał fluoranten (54%), natomiast przy pracy silnika z obciążeniem 150 N·m – fenantren (51%) (rys. 4).

Podczas pracy silnika na biegu jałowym wykryto ponadto fenantren (28%), fluoren (9%) acenaftylen (5%) i acenaften (4%).

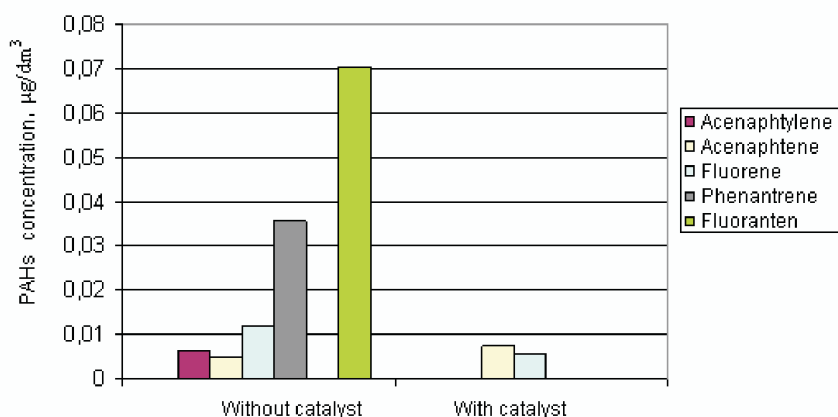


Fig. 6. Concentration of polycyclic aromatic hydrocarbons in exhaust of VW 1.9 TDI engine with and without inner catalyst (idle run)

Rys. 6. Stężenie WWA zawartych w spalinach silnika VW 1,9 TDI pracującego na biegu jałowym w wariantach oryginalnym i po zastosowaniu warstwy platynowo-rodowej

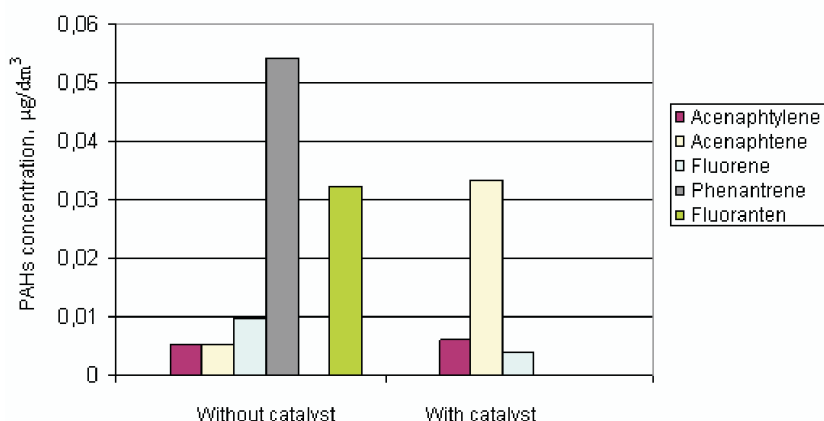


Fig. 7. Concentration of polycyclic aromatic hydrocarbons in exhaust of VW 1.9 TDI engine with and without inner catalyst (engine load: 150 N·m)

Rys. 7. Stężenie WWA zawartych w spalinach silnika VW 1,9 TDI pracującego z obciążeniem 150 N·m w wariantach oryginalnym i po zastosowaniu warstwy katalitycznej

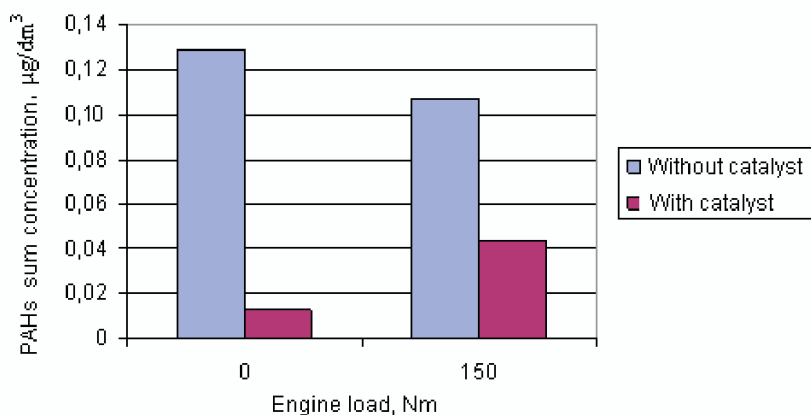


Fig. 8. Concentration of polycyclic aromatic hydrocarbons sum in exhaust of VW 1.9 TDI engine with and without inner catalyst

Rys. 8. Suma stężeń WWA emitowanych podczas pracy silnika VW 1,9 TDI bez oraz z zastosowaniem warstwy katalitycznej przy dwóch obciążeniach silnika

Gdy silnik pracował z zadaniem obciążeniem, oprócz stanowiącego największy udział fluorantenu wykryto również acenaften (30%), fluorenu (9%) oraz acenaftylenu i fluorantenu (po 5%).

Zastosowanie powłoki katalitycznej platynowo-rodowej spowodowało znaczną redukcję ilości wytworzonych związków (z 5 do 2 przy biegu jałowym oraz z 5 do 3 z obciążeniem).

Gdy silnik pracował bez obciążenia wykryto jedynie dwa związki z grupy WWA (acenaftylenu – 57% i fluorenu – 43%), natomiast, gdy pracował z obciążeniem zidentyfikowano dodatkowo acenaften. Udziały poszczególnych związków w sumie WWA wyniosły dla acenaftenu, acenaftylenu i fluorenu odpowiednio 77%, 14% i 9% (rys. 5).

W celu oceny wprowadzonych zmian konstrukcyjnych porównano analizę jakościową i ilościową dla obu stanów pracy silnika (stan wyjściowy i stan z katalizatorem) (rys. 6 i 7). Zarówno w przypadku biegu jałowego, jak i pracy z obciążeniem można zaobserwować redukcję ilości wykrytych związków oraz redukcję poziomu ich stężeń (za wyjątkiem acenaftenu, którego stężenie w obu przypadkach zwiększyło się po zastosowaniu katalizatora).

Porównując sumaryczne stężenie WWA dla obu stanów pracy silnika, można zauważyć, że zastosowanie wewnętrznego katalizatora spalin na świecach żarowych powoduje znaczną redukcję poziomu stężeń tych węglowodorów, szczególnie w sytuacji biegu jałowego (rys. 8).

Znaczące obniżenie stężenia sumy WWA w spalinach silnika z katalizatorem podczas jego pracy bez obciążenia jest szczególnie istotne ze względu na problem emisji niedopalonych węglowodorów. Podczas pracy silnika bez modyfikacji na biegu jałowym obserwuje się bowiem podwyższone stężenie węglowodorów w spalinach w stosunku do stężenia, gdy silnik pracuje z obciążeniem. Towarzyszy temu niska temperatura gazów spalinowych, kłopotliwe staje się więc również katalityczne dopalenie tych związków w tradycyjnych układach oczyszczania, gdzie do optymalnej skuteczności katalizator potrzebuje temperaturę większą niż 520 K.

In comparison of both states of engine work significant reduction of polycyclic aromatic hydrocarbons sum concentration level in diesel exhaust in was observed (especially when engine was idle running) (Fig. 8).

Significant decrease of polycyclic aromatic hydrocarbons sum concentration in diesel engine exhaust during its iddle run is particularrly important because of problem of unburn hydrocarbons emission. When engine is idlle running higher emission of hydrocarbons is observed than when engine work with load. It is also conectcted with lower temperature of exhaust gases. Traditional catalytic converters which are applied in vehicle exhaust systems to their optimal effectivness needs ehxhaust temperature higher than 520 K.

#### 4. Conclusions

1. The active factor application inside the VW 1.9 TDI engine (engine glow plugs with platinum-rhodium coating) had an significant impact od polycyclic aromatic hydrocarbons concentration and their group share.
2. The inner catalyst application caused reduction of PAHs sum concentration in exhaust (87% when engine was idlle running and 62% when engine worked with load 150 N·m).

#### 4. Wnioski

1. Wprowadzenie czynnika aktywnego w postaci katalitycznej warstwy platynowo-rodowej w przestrzeń spalania silnika VW 1,9 TDI wpłynęło znacząco na zawartość wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych w spalinach oraz ich skład grupowy.
2. Na skutek zastosowania katalizatora wewnętrznego w silniku, stężenie sumy WWA zmniejszyło się o prawie 87% podczas pracy silnika na biegu jałowym i o ponad 62% podczas pracy silnika z obciążeniem.

Artykuł recenzowany

#### Bibliography/Literatura

- [1] Czarny A., Zaczyńska E., Mendyka B., Janicka A.: Influence of biodiesel exhaust on NF-κB activation and TNF-α production in human lung and peripheral blood leukocytes, in vitro. Materiały konferencyjne. IV Konferencja Naukowo-Szkoleniowa "Immunomodulacja: badania doświadczalne i kliniczne". Jurata, 25-26.05.2007.
- [2] Environmental Protection Agency (EPA). Health Effects Assessment for polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH). EPA 549/1-86-013. Environmental criteria and assessment office. Cincinnati, OH, 1984.
- [3] Mendyka B., Radek P., Wargacka A., Czarny A., Zaczyńska E., Pawlik M.: Cytotoksyczność i mutagenność preparatów zawierających domieszkę estru metyloowego oleju rzepakowego, Medycyna Środowiskowa 8 (2), 2005.
- [4] Nisbet I.C.T., La Goy P.K.: Toxic equivalency factors (TEFs) for polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs). Reg. Toxicol. Pharmacol. 16, 290-300, 1992.
- [5] Rhead M.M., Hardy S.A.: The sources of polycyclic aromatic compounds in diesel engine emission, Fuel 82 (2003), 385-393.
- [6] Sant-Georges F., Abbas I., Billet S., Verdin A., Gosset P., Mulliez P., Shirali P, Garcon G.: Gene expression induction of volatile organic compounds and/or polycyclic aromatic hydrocarbons – metabolizing enzymes in isolated human alveolar macrophages in response to airborne particulate matter (PM<sub>2.5</sub>). Toxicology 244, 2008, p. 220-230.
- [7] Walkowiak W., Janicka A. i in.: Obniżanie toksyczności spalin silnika o zapłonie samoczynnym przez zastosowanie wewnętrznego katalizatora spalania. Raport Politechniki Wrocławskiej Seria: Spr. 47, 2007.

Ms. Anna Janicka, DEng. – assistant in the Faculty of Mechanical Engineering, Wrocław University of Technology.

*Dr inż. Anna Janicka – asystent na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.*



Mr. Wojciech Walkowiak, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering, Wrocław University of Technology.

*Dr inż. Wojciech Walkowiak – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.*



Prof. Włodzimierz Szczepaniak – Professor in the Faculty of Environmental Engineering, Wrocław University of Technology.

*Prof. dr hab. inż. Włodzimierz Szczepaniak – profesor nadzwyczajny na Wydziale Inżynierii Środowiska Politechniki Wrocławskiej.*



## Vibroacoustic diagnosis of EGR system

*The Exhaust Gas Recirculation is a popular system of recirculation of the automotive vehicle emission. The principle of working depends on the forcing in the part of outlet gas to the combustion chamber. The polluted flowing valve of circuit has an influence on stability of engine's work. The authors presents a new way of diagnosis in automotive vehicle which depend on detection and measure of vibroacoustic vibrations that were subjected to digital signal processing. It seems that EGR circuit that does not work properly shouldn't have an influence on vibrations generated by an engine. However, authors indicate that this statement is wrong.*

Key words: DSP, EGR, vibroacoustic, automotive diagnosis

### Diagnostyka wibrometryczna układu EGR

*System recyrkulacji spalin gazów wylotowych jest popularnym systemem wykorzystywanym do ograniczania emisyjności pojazdów samochodowych. Zasada działania systemu jest oparta na wtłoczeniu do komory spalania części gazów wylotowych. Zanieczyszczony zawór dolotowy systemu ma wpływ na stabilną pracę silnika. W niniejszym artykule autorzy prezentują nową metodykę diagnostyczną opartą na pomiarze drgań, poddanych operacjom cyfrowego przetwarzania sygnału. Wydaje się, że nieprawidłowo działający układ EGR nie powinien mieć wpływu na drgania generowane przez silnik. Autorzy wykazują, że takie stwierdzenie jest błędne.*

Słowa kluczowe: DSP, recyrkulacja spalin, wibroakustyka, diagnostyka samochodowa

### 1. Introduction

Since the 1960s, when rapid degeneration of the environment was first noticed, ways of reducing the emission of dangerous substances by automotive vehicles have been sought. The dangerous compounds are hydrocarbons (HC), nitrogen oxides ( $\text{NO}_x$ ) and carbon dioxide ( $\text{CO}_2$ ). The dangerous emissions can be reduced by [1]:

- a) Improving the fuel.
- b) Improving lubrication.
- c) Maintaining higher thermal stability.
- d) Perfectly insulating the system.
- e) Using catalytic systems.

Among the systems which have a bearing on engine thermal economics by reducing lean mixture temperature there is the Exhaust Gas Recirculation (EGR) system whose principle of operation consists in forcing some of the exhaust gas back into the combustion chamber [2].

The first experiences with EGR systems date back to the 1970s. The operation of the system was then limited to steady feeding the exhaust gas to the combustion chamber when the vehicle user turned on the system by means of a proper switch. That system only partially fulfilled its functions which included [3]:

- a) Lowering the combustion temperature of the lean mixture.
- b) Oxidizing harmful substances.
- c) Accelerating fuel vaporization.

As one can easily guess, the first vehicles with the EGR, which, thanks to General Motors, appeared on the American market in 1973 contributed little to emission reduction. It was mainly the fault of the human being who would decide when the EGR was and was not to work. In the late 1970s the system was improved by introducing a primitive diagnostic

#### 1. Wstęp

Od lat sześćdziesiątych XX w., kiedy zauważono szybką degenerację środowiska, poszukuje się sposobów na ograniczenie emisji substancji szkodliwych przez pojazdy samochodowe. Tymi niebezpiecznymi związkami są węglowodory (HC), tlenki azotu ( $\text{NO}_x$ ) oraz dwutlenek węgla ( $\text{CO}_2$ ). Zmniejszenie niebezpiecznej emisyjności można osiągnąć przez [1]:

- a) doskonalenie paliwa,
- b) doskonalenie smarowania,
- c) utrzymanie większej stabilności termicznej,
- d) wykonanie doskonałej izolacji układu,
- e) użycie układów katalitycznych.

Wśród układów, które wpływają na gospodarkę termiczną silnika przez obniżenie temperatury ubogiej mieszanki jest układ EGR (ang. *Exhaust Gas Recirculation*), którego zasada działania polega na wtłoczeniu do komory spalania części gazów wylotowych [2].

Pierwsze doświadczenia z systemem EGR sięgają lat 70. ubiegłego stulecia. Praca systemu była ograniczona do stałego doprowadzania gazów wylotowych do komory spalania, o ile użytkownik pojazdu włączył system za pomocą właściwego włącznika. Taki system tylko połowicznie spełniał swoje zadania, do których należą [3]:

- a) obniżenie temperatury spalania ubogiej mieszanki,
- b) utlenienie substancji szkodliwych, pozostałych po ostatnim cyklu,
- c) przyspieszenie odparowywania paliwa.

Pierwsze pojazdy z zaimplementowanym systemem EGR, które weszły na rynek amerykański dzięki koncernowi General Motors w 1973 r. miały bardzo mały wpływ na ograniczenie emisyjności. Głównym powodem tego był człowiek, który

system whose integral part was a temperature sensor located on the cooler. It would turn on the EGR (provided the decision unit, i.e. the human being, had switched on the whole system) only at specified engine (coolant) temperatures. The next generations of the system were equipped with timing circuits which would switch off the EGR for a few seconds after the throttle was fully opened.

In 1983 research on the 4th generation EGR which is human-independent, i.e. it takes its own decisions about switching the system on or off, started. Besides taking the right switching decision, the system also decides what percentage of the exhaust gas can be turned back to the combustion chamber. The modern EGR takes a decision to switch on the system only if the following conditions are fulfilled [3]:

- a) The engine temperature is higher than  $77^{\circ}\text{C}$ .
- b) The temperature under the bonnet is above  $-6^{\circ}\text{C}$ .
- c) The engine has been working for at least 3 minutes at the above temperatures.
- d) The crankshaft rotational speed is 1952–2400 rpm for the manual gearbox.
- e) The crankshaft rotational speed is 2248–2688 rpm for the automatic gearbox.
- f) The exhaust gas overpressure is 667–2667 Pa.
- g) The fuel temperature does not differ from the one specified by the vehicle manufacturer ( $T_0$ ) by  $-8\%$  to  $+7\%$ .
- h) The voltage generated by the throttle opening sensor is in a range of 0.6–1.8V.
- i) The driving speed is higher than 40 km/h.

## 2. Development of EGR

EGR systems are highly complex, particularly as regards their electronics and sensor system. However, when one examines the evolution of the EGR one can notice similarities to other emission reducing system. This is illustrated in Fig. 1.

The emission reduction idea led to the development of the 1st generation EGR which is a simple implementation of this idea. Its control is limited to switching the system on by the human being at a proper moment, similarly as in other systems, e.g. in the 1st generation LPG system. The 2nd generation systems are equipped with a temperature sensor to aid the human being in decision taking.

The systems installed in cars have evolved in two ways, depending on system complexity and popularity. If the system is simple and there is a demand for it, a hybrid is usually created by adding a processor diagnostic system which eliminates the human being from decision taking. The diagnostic system takes decisions on the basis of one- or two-dimensional information coming from sensors (e.g. temperature and crank sensors). This is the case in LPG systems. The EGR has evolved in the other way, i.e. the decision still belongs to the human being who can switch the system off, but he/she is aided by systems consisting of many sensors (the 3rd generation system).

The synthesis is the 4th generation system. Here the human being does not take any decisions. Everything proceeds automatically, but so as not to disturb the operation of the engine or adversely affect driving safety and ergonomics.

Sam podejmował decyzję, kiedy EGR ma działać, a kiedy nie. Dopiero druga połowa lat 70. XX w. przyniosła udoskonalenie systemu polegające na dodaniu prymitywnego systemu diagnostycznego, którego integralną częścią był czujnik temperatury umieszczony na chłodnicy. Umożliwiał on włączenie układu EGR (oczywiście, o ile jednostka decyzyjna, czyli człowiek, wcześniej włączyła cały system przy użyciu właściwego przycisku) tylko w ustalonych temperaturach silnika (płynu chłodzącego). Następne generacje systemu zostały wzbogacone o układy czasowe, które wyłączały układ EGR na kilka sekund po całkowitym otwarciu przepustnicy.

Od roku 1983 zaczęto prowadzić pracę nad systemem EGR „IV generacji”, który jest niezależny od człowieka, sam podejmuje decyzje o załączeniu lub odłączeniu układu. Oprócz właściwej decyzji system decyduje także o tym, w ilu procentach gazy wylotowe mogą znaleźć się z powrotem w komorze spalania. Współczesny układ EGR podejmuje decyzję o możliwości załączenia układu, tylko po spełnieniu poniższych warunków [3]:

- a) temperatura silnika musi być wyższa niż  $77^{\circ}\text{C}$ ,
- b) temperatura w komorze silnika musi być wyższa niż  $-6^{\circ}\text{C}$ ,
- c) silnik pracował minimum 3 minuty przy wyżej wymienionych temperaturach,
- d) prędkość obrotowa wału korbowego wynosi 1952–2400 obr/min przy manualnej skrzyni biegów,
- e) prędkość obrotowa wału korbowego wynosi 2248–2688 obr/min przy automatycznej skrzyni biegów,
- f) nadciśnienie spalin wynosi 667–2667 Pa,
- g) temperatura paliwa nie różni się od wartości ustalonej przez producenta pojazdu o wartość od  $-8\%$  do  $+7\%$ ,
- h) napięcie generowane przez czujnik otwarcia przepustnicy zawiera się w granicach 0,6–0,8V,
- i) prędkość pojazdu jest większa niż 40 km/h.

## 2. Rozwój systemu EGR

System EGR cechuje się dużą złożonością i znacznym skomplikowaniem układu, szczególnie w odniesieniu do elektroniki i zespołu czujników, które są jego integralną częścią. Jednocześnie, analizując opisaną drogę rozwoju systemu EGR, należy zauważyć podobieństwo do innych układów służących ograniczeniu emisyjności. Kolejne generacje systemu EGR przedstawiono na rys. 1.

Pomysł ograniczenia emisyjności doprowadził do opracowania układu EGR, tzw. „I generacji”. Układ taki jest prosty i jest bezpośrednią implementacją pomysłu. Jego sterowanie ogranicza się do włączenia systemu przez człowieka w odpowiednim momencie, podobnie jak ma to miejsce w innych systemach, np. instalacji gazu LPG I generacji. Układy „II generacji” charakteryzują się dodaniem czujnika temperatury, mającego pomóc człowiekowi w „procesie decyzyjnym”.

Rozwój systemów instalowanych na pokładzie samochodu cechuje pewna dwutorowość, zależna od stopnia skomplikowania i popularności systemu. Jeżeli system jest prosty, a jednocześnie rynek wymusza zapotrzebowanie na niego, powstaje hybryda, która zamyka człowiekowi możliwość decyzji przez dodanie procesorowego układu diagnostycz-

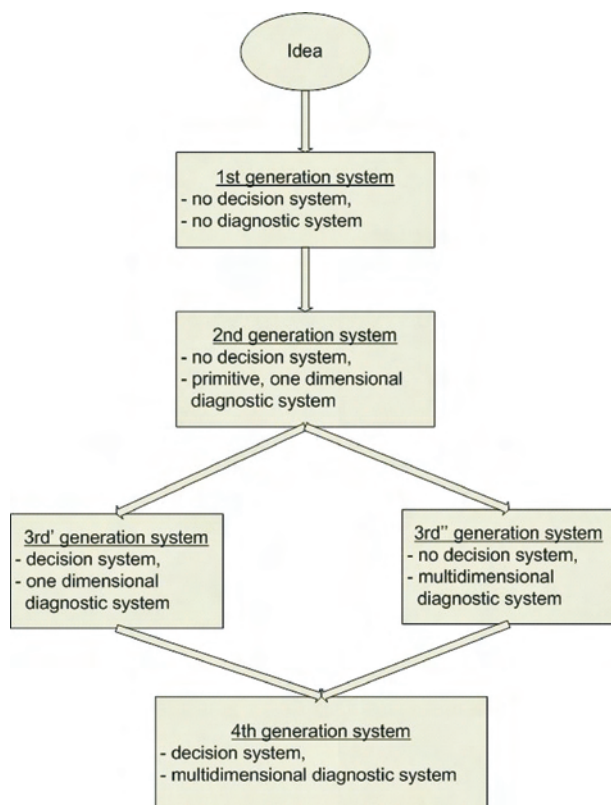


Fig. 1. Evolution of emission reducing systems

Rys. 1. Ewolucja systemów ograniczających emisyjność

### 3. Operation of EGR

Although the idea seems to be simple, since it consists in pumping some of the exhaust gas back to the combustion chamber, its implementation is not so obvious. Two groups of systems [5] are distinguished:

- Pneumatically controlled.
- Electronically (processor) controlled.

As a rule, the operation of electronically controlled systems is based on a decision unit in the form of a (micro-) processor system. The decision whether to switch the system on and about the amount of exhaust gas which is to be forced back into the combustion chamber belongs solely to the integrated circuit which takes the decision on the basis of the information coming from the sensor CAN bus.

The EGR, belonging to the group of negative pressure-controlled sensors [2], is employed in both supercharged and unsupercharged engines. Generally speaking, in all the EGR systems known so far the valve is opened by a negative-pressure servomotor and closed by an elastic element [5]. Subpressure is produced by a double-purpose pump called a tandem pump, which is a combination of a fuel pump and a subpressure pump in one housing (Fig. 2). The subpressure value is adjusted by an electrovalve (Fig. 3) controlled by the information contained in the rectangular signal. In this case, this is pulse-duty factor  $k_w$  (Fig. 4):

$$k_w = \frac{t_i}{T} \quad (1)$$

where:  $t_i$  – pulse duration,  $T$  – the period.

nego. Podejmuje on decyzję na podstawie jedno- lub dwuwymiarowych informacji pochodzących od czujników (np. temperatury i prędkości obrotowej wału korbowego). Ten przypadek dotyczy właśnie instalacji gazowych. Ewolucja układu EGR poszła „drugim torem”: decyzja ciągle należy do człowieka, który może układ odłączyć, ale pomagają mu układy wielu czujników – układ „III generacji”.

Synteza jest układ „IV generacji”, w którym człowiek nie podejmuje żadnej decyzji. Wszystko przebiega automatycznie, jednak w taki sposób, żeby nie zakłócić pracy silnika i nie wpływać na bezpieczeństwo i ergonomię jazdy.

### 3. Działanie układu EGR

O ile sam pomysł wydaje się prosty, ponieważ polega na wtłoczeniu części gazów wylotowych do komory spalania, to jego implementacja nie jest już tak oczywista. Wyróżnia się dwie grupy układów [5]:

- sterowane pneumatycznie,
- sterowane elektronicznie (procesorowo).

Działanie układów sterowanych elektronicznie z zasady opiera się na jednostce decyzyjnej w postaci układu (mikro-) procesorowego. Decyzja o załączeniu układu i ilości gazów, które mają być ponownie wtłoczone do komory spalania zależy tylko od układu scalonego, który podejmuje decyzję w oparciu o informacje pochodzące z magistrali czujników – CAN.

Układ EGR, należący do grupy układów sterowanych podciśnieniem [2], jest wykorzystywany zarówno w silnikach doładowanych, jak i wolnosących. Ogólnie wszystkie znane dotychczas systemy opierają się na otwieraniu zaworu EGR siłownikiem podciśnieniowym, a zamykaniu przy użyciu elementu sprężystego [5]. Metodą uzyskiwania podciśnienia jest użycie pompy „podwójnego zastosowania”, zwanej „pompą tandemową”. Jest to połączenie pompy paliwa i pompy podciśnienia w jednej obudowie (rys. 2). Wartość podciśnienia jest regulowana elektrozaworem (rys. 3), który jest sterowany informacją zamieszczoną w sygnale prostokątnym w postaci wartości współczynnika wypełnienia impulsu  $k_w$  (1), gdzie:  $t_i$  – czas trwania stanu wysokiego impulsu sterującego,  $T$  – okres, co przedstawiono na rys. 4.

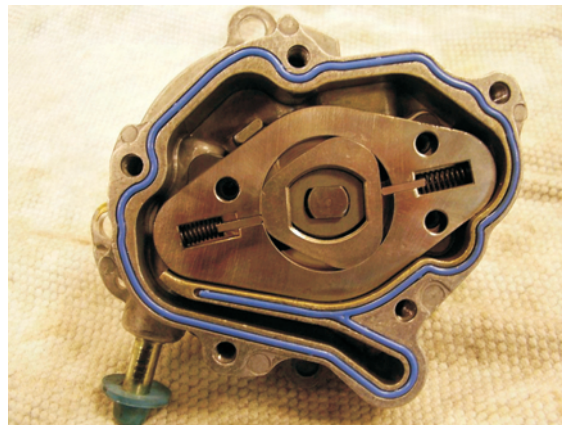


Fig. 2. Negative-pressure pump (fuel pump is on other side)

Rys. 2. Pompa podciśnienia (z drugiej strony systemu EGR pompa paliwa)

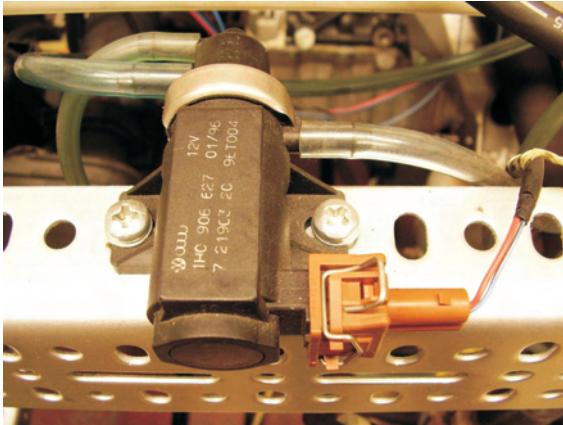


Fig. 3. EGR system electrovalve

Rys. 3. Elektrozawór

When the pulse-duty factor is close to 0, the electrovalve is closed. The degree of valve opening is directly proportional to the value of the factor and the maximum opening is reached at  $k_w = 1$ .

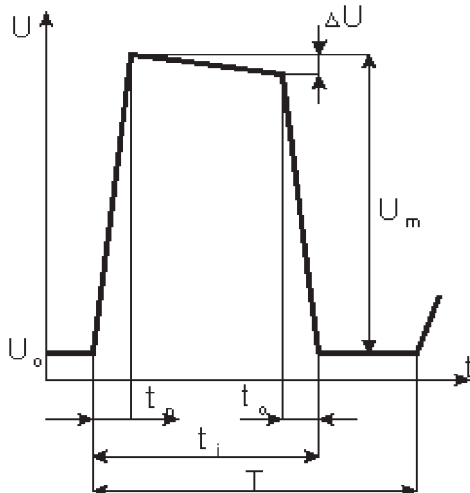


Fig. 4. Ideal pulse

Rys. 4. Schemat impulsu idealnego

The control system allows switching on the ERG only in certain engine operating conditions (described in chapter 1). But never the entire exhaust gas is forced back into the combustion chamber. The amount of exhaust gas which is forced in depends on [5]:

- The mass of the air sucked in by the engine.
- The volume of the air sucked in by the engine.
- The throttle opening angle.
- The absolute pressure in the intake manifold.
- The exhaust gas overpressure in the exhaust system.

#### 4. EGR failures

In the literature on the subject and also on Internet forums the EGR and the need for its existence are often discussed. Unfortunately, many users who know how the EGR system works switch it off to improve the performance of their vehicles and prevent failures in the intake systems [4]. As a result, the EGR valve in the supercharged engine gets gummed up,

Gdy współczynnik wypełnienia jest zbliżony do wartości 0 – elektrozawór jest zamknięty. Stopień otwarcia zaworu jest wprost proporcjonalny do wartości współczynnika i osiąga maksymalne otwarcie dla  $k_w = 1$ .

Układ sterujący zezwoli na załączenie układu EGR tylko w pewnych warunkach pracy silnika, opisanych w rozdz. 1. Nigdy jednak nie dojdzie do sytuacji, w której całość gazów wylotowych będzie wtłoczona do komory spalania. Ilość wtłaczanych gazów wylotowych jest uzależniona od [5]:

- masy powietrza zassanego przez silnik,
- objętości powietrza zassanego przez silnik,
- stopnia otwarcia przepustnicy,
- ciśnienia bezwzględnego w kolektorze dolotowym,
- nadciśnienia spalin w układzie wylotowym.

#### 4. Uszkodzenia układu EGR

W literaturze, a także w dyskusjach internetowych często pojawia się temat dotyczący EGR i potrzeby jego istnienia. Niestety, wielu użytkowników znających zasadę działania układu – wyłącza go, aby poprawić osiągi pojazdów i zapobiec uszkodzeniom w układach dolotowych [4]. Działanie to prowadzi do zanieczyszczenia zaworu układu EGR w silniku doładowanym (rys. 5). To właśnie gromadzenie się nagarów może spowodować całkowite zablokowanie elektrozaworu EGR, które może być z kolei powodem uszkodzenia sondy lambda i prowadzić do niebezpiecznych konsekwencji.

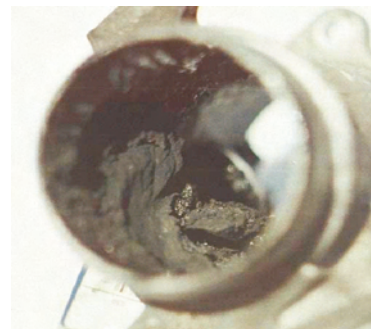


Fig. 5. Gummed up intake valve of EGR [4]

Rys. 5. Zanieczyszczony zawór dolotowy układu EGR [4]

Zawór EGR może być zablokowany także wtedy, gdy układ podciśnienia będzie nieszczelny lub będzie uszkodzony układ sterowania szerokością impulsu. Nieszczelność układu podciśnienia jest typowym uszkodzeniem tak sterowanych układów. Problemem są tutaj znajdujące się w pobliżu gorących części silnika przewody doprowadzające podciśnienie do układu EGR. Uszkodzenie przewodu doprowadzającego podciśnienie prowadzi, między innymi, do gaśnięcia silnika, zarówno przy nienagrzanym, jak i gorącym silniku.

Oprócz wyżej wymienionych uszkodzeń może nastąpić uszkodzenie układów czujników, które „pomagają” jednostce procesorowej w podjęciu decyzji o załączeniu układu EGR. Do tych czujników należą między innymi [6]:

- czujnik pomiaru temperatury płynu chłodniczego CTS (ang. *Coolant Temperature Sensor*). Układ ten to termistor NTC (ang. *negative temperature coefficient*). Typowe wartości rezystancji tego czujnika zawiera tab. 1;

as shown in Fig. 5. Carbon deposit accumulation may totally block the EGR electrovalve and thereby damage the lambda probe, which leads to serious consequences.

The EGR valve can also be blocked when the negative-pressure system is untight or the pulse length control system is damaged. Negative-pressure system leakage is a typical failure of systems controlled in this way. The problem here is that the pipes feeding negative pressure to the EGR system are located close to the hot engine parts. Damage to a negative pressure feeding pipe results in, among other things, engine stalling both when the engine is cold and hot.

Besides the failures mentioned above, the systems of sensors which aid the processor unit in taking the ERG system switch on decision may fail. The sensors include [6]:

- a) A coolant temperature sensor (CTS), which is an NTC (Negative Temperature Coefficient) thermistor. The typical resistances of this sensor are shown in the table below (Tab. 1).
- b) A throttle position sensor (TPS), which is a potentiometer measuring voltage drop.
- c) An oxygen sensor (OS), which is located in the throttle system and measures air volume. It usually works in tandem with a rate generator coupled with an A/D converter.
- d) An intake air temperature (IAT) sensor, which, similarly as the coolant temperature sensor, an NTC thermistor. As opposed to the thermistor which measures coolant temperature, a semiconductor thermistor with a different dopant is used in this case. This affects the resistance values versus temperature (Tab. 2).

Table 2. Resistance values versus intake air temperature sensor temperature

Tabela 2. Wartości rezystancji w funkcji temperatury powietrza w układzie dolotowym

No.	R [ $\Omega$ ]	t [ $^{\circ}$ C]
1	185	99
2	450	70
3	1800	40
4	3400	20
5	7500	0
6	25000	-20
7	100700	-40

e) A crank sensor (CS).

f) A manifold absolute pressure (MAP) sensor.

A failure of any of the systems mentioned above will cause a malfunction of the EGR system.

EGR faults have special a special symbol in the EOBD (OBD II) code, i.e. the value 4 in the 3rd field of the fault code [5].

A new method of diagnosing the EGR system, based on the multidimensional function of compression-ignition engine vibration, is presented below.

## 5. Measurement methodology

Since 2008 the CAN bus can be the only diagnostic medium in automotive vehicles. Furthermore, since 2001 each

Table 1. Resistance values against coolant temperature sensor temperature

Tabela 1. Wartości rezystancji w funkcji temperatury czujnika temperatury chłodnicy

No.	R [ $\Omega$ ]	t [ $^{\circ}$ C]
1	177	99
2	467	70
3	1459	40
4	3520	20
5	9420	0
6	28680	-20
7	100700	-40

b) czujnik otwarcia przepustnicy TPS (ang. *Throttle Position Sensor*). Jest to potencjometr, na którym mierzona jest wartość spadku napięcia;

c) czujnik ilości powietrza O<sub>2</sub> (ang. *Oxygen Sensor*). Czujnik umiejscowiony w układzie przepustnicy, mierzący objętość powietrza. Jest on wykonywany najczęściej w układzie prądniczy tachometrycznej, sprzężonej z układem przetwornika analogowo-cyfrowego;

d) czujnik temperatury powietrza w układzie dolotowym IAT (ang. *Intake Air Temperature/Mass Air Temperature (MAT Sensor)*). Podobnie jak w czujniku temperatury – jest to termistor NTC. W porównaniu do termistora mierzącego temperaturę płynu chłodniczego, w tym przypadku stosowany jest termistor półprzewodnikowy o innym domieszkowaniu, co wpływa na wartości rezystancji w funkcji temperatury (tab. 2);

e) czujnik prędkości obrotowej wału korbowego CS (ang. *Crank Sensor*);

f) czujnik wartości ciśnienia ładowania MAP (ang. *Manifold Absolute Pressure Sensor*).

Uszkodzenie każdego z wyżej wymienionych układów spowoduje nieprawidłowe działanie układu EGR. Uszkodzenia układu recyrkulacji spalin mają własne specjalne oznaczenia w systemie EOBD (OBD II). Mowa tutaj o 3. polu kodu usterki, który w przypadku uszkodzenia układu EGR będzie zawierał wartość „4” [5].

Autorzy niniejszego artykułu zaprezentują nową metodę diagnostyki układu EGR, opartą na funkcji drgań silnika o zapłonie samoczynnym.

## 5. Metodyka pomiaru

Od roku 2008 jedynym medium diagnostycznym w pojeździe samochodowym ma być magistrala CAN. Od roku 2001 każdy nowy europejski pojazd jest wyposażony w układ diagnostyki pokładowej EOBD. System ten umożliwia bieżącą diagnostykę 849 uszkodzeń [7]. Diagnostyka polega na pojawieniu się tzw. ramki dominującej standardu CAN z informacją o uszkodzeniu, a oparta jest na grupie czujników, które sprawdzają czy otrzymane wartości (pochodzące z różnych układów) mieszczą się w odpowiednich przedziałach. Wszystkie stosowane obecnie sensory muszą być umieszczone w pobliżu mierzonej wartości.

Prezentowana nowatorska metodyka diagnostyki układu EGR nie wymaga bezpośredniego dostępu do badanej

new European vehicle has been equipped with the European On Board Diagnostics (EOBD) system which enables the real-time diagnosis of 849 faults [7].

The presented here EGR diagnostics methodology does not require direct access. The proposed system diagnoses many faults through a dedicated analysis of combustion engine vibrations. It would seem that the exhaust gas recirculation system has no effect on the (vibroacoustic) vibrations generated by the engine. However, it turns out that such diagnostics is possible.

Figure 6 shows a measuring rig which includes an engine (1), an electrorotary brake (2) and a vibrometric head (3) which records vibrations.

### 5.1. Tested object: compression-ignition engine

A compression-ignition Volkswagen, 1.9TDi engine was used for the tests. The engine is with direct injection effected by a system of injection units, a turbocharging system with adjustable charger guide blades and a turbocharging air cooling system, and an intercooler.

The engine performance specifications are as follows:

- Maximum power – 74 kW (101 KM) at 4000 rpm.
- Maximum torque – 250 N·m at 1900 rpm.

Figure 7 shows the external performance of the tested engine.

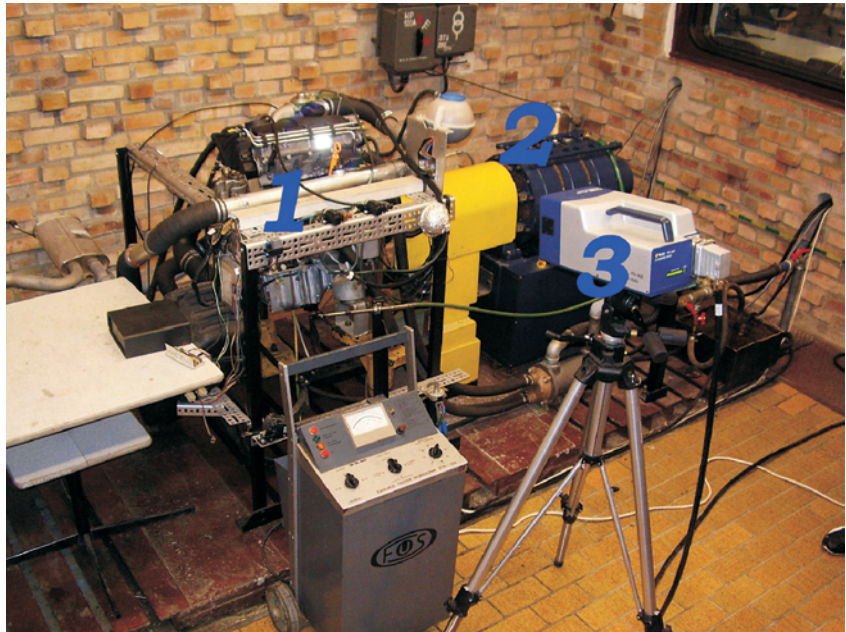


Fig. 6. Measuring rig: engine (1), electrorotary brake (2), vibrometric head (3)

Rys. 6. Stanowisko pomiarowe; silnik (1), hamulec (2), głowica wibrometryczna (3)



Fig. 7. Tested engine performance [14]

Rys. 7. Charakterystyka silnika użytego w badaniach [14]

powierzchni, generującej drgania. Proponowany system pozwala na badanie wielu usterek przez dedykowaną analizę drgań silnika spalinowego. Mogłoby się wydawać, że system recyrkulacji spalin nie ma wpływu na drgania (zwane często wibroakustycznymi) generowane przez silnik. Jednak okazuje się, że taka diagnostyka jest możliwa.

Na rysunku 6 przedstawiono stanowisko pomiarowe z silnikiem (1), hamulcem elektrowirowym (2) oraz głowicą wibrometryczną (3) rejestrującą drgania.

### 5.1. Obiekt badań; silnik o zapłonie samoczynnym

Do badań użyto silnika o zapłonie samoczynnym firmy Volkswagen – 1,9 TDi. Silnik posiada wtrysk bezpośredni, realizowany przez układ pompowtryskiwaczy, system turbodoładowania o zmiennym ustawieniu łopatek kierownicy sprężarki, wyposażony w układ chłodzenia powietrza doładowującego – intercooler.

Silnik charakteryzuje się następującymi osiąganiami:

- moc maksymalna 74 kW (101 KM) dla 4000 obr/min,
- maksymalny moment obrotowy 250 N·m dla 1900 obr/min.

Na rysunku 7 przedstawiono charakterystykę zewnętrzną silnika użytego do badań.

### 5.2. Hamulec stanowiskowy

Stanowisko hamowniane zaopatrzone było w hamulec elektrowirowy firmy AVL [8], model Ralpa 240. Charakteryzują go następujące parametry [9]:

- moc maksymalna 240 kW,
- maksymalny moment obrotowy 600 N·m,
- prędkość maksymalna 10 000 obr/min,
- bezwładność 0,368 J/(kg·m<sup>2</sup>).

Na rysunku 8 przedstawiono charakterystykę  $P = f(\omega)$  użytego hamulca [9].

**5.2. Engine test bench brake**

The engine test bench was equipped with a Ralpa 240 electrorotary brake made by AVL [8]. Its specifications are as follows [9]:

- a) Maximum power – 240 kW.
- b) Maximum torque – 600 N·m.
- c) Maximum speed – 10,000 rpm.
- d) Inertia – 0.368 J/(kg·m<sup>2</sup>).

Figure 8 shows the brake’s characteristic  $P = f(\omega)$  [9].

**5.3. Vibrometric system for measuring vibrations**

The vibrations generated by the engine were measured by a scanning vibrometric system PSV made by Politec. The system includes:

- a) A controller (OFV-5000).
- b) A decoder module.
- c) Vibrometric head (PSV400).

The vibration measurement parameters are shown in table 3.

Table 3. Vibration measurement parameters

Tabela 3. Parametry pomiaru drgań

No./Lp.	Parameter/Parametr	Value/Wartość
1	Kind of measurement/ Rodzaj pomiaru	Speed vector/ Wektor prędkości
2	Averaging/Uśrednianie	Off/Wyłączone
3	Number of samples/ Ilość próbek	4096
4	Sampling frequency/ Częstotliwość próbkowania	2048 Hz
5	Measurement duration/ Czas pomiaru	2 s
6	Filter/Filtr	No/brak
7	Directivity/Kierunkowość	+Z
8	Barrier frequency/ Częstotliwość zaporowa	20 kHz
9	Vibration range/ Zakres drgań	640 μV/m

Figure 9 shows the adopted diagnostic circuit.

One should mention that it was not necessary to use a reference channel with a trigger arm in the investigations. This means that garage diagnostics without additional specialist equipment will be possible.

**6. Digital processing of vibration signal**

**6.1. Operations on signal in time domain**

Without proper signal processing direct measurements do not yield explicit results. In addition, the proposed method requires multidimensional measurements, i.e. of a series of vibrations in the torque domain.

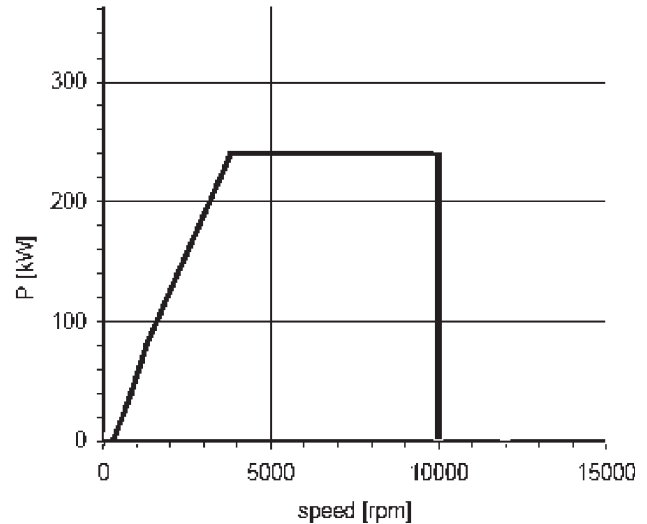


Fig. 8. Power characteristic of test brake

Rys. 8. Charakterystyka mocy hamulca użytego w badaniach

**5.3. Wibrometryczny system pomiaru drgań**

Do pomiarów drgań generowanych przez silnik użyto systemu wibrometrycznego, skanującego, firmy Politec, model PSV. W skład systemu wchodzi:

- kontroler (model OFV-5000),
- moduł dekodów,
- głowica wibrometryczna (model PSV400).

Parametry pomiaru przedstawiono w tab. 3.

Na rysunku 9 przedstawiono zastosowany tor diagnostyczny.

Należy nadmienić, że opisywane badania nie wymagały użycia kanału odniesienia z sygnałem wyzwalającym w układzie wibrometru. Pozwala to określać proponowana metodę jako łatwą w użyciu poza środowiskiem laboratoryjnym.

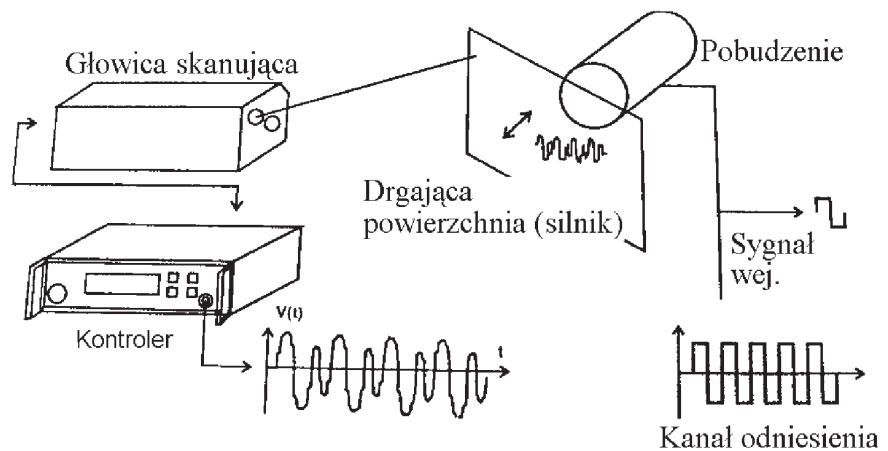


Fig. 9. Adopted diagnostic circuit

Rys. 9. Zastosowany tor diagnostyczny

The aim of all the signal digital processing operations performed during the investigations was to change the shape of the signal spectrum in a replicable way using standard methods. The first operation is signal windowing. In this case, windowing in the time domain since it is limited to the multiplication of the discrete vibration signal and the discrete window spectrum. Naturally, one could use a window in the frequency domain, but this would require the convolution of the two discrete signals.

A rectangular spectrum would have an ideal windowing sequence for damping uncharacteristic (from the investigation point of view) parts of the spectrum and simultaneously amplifying its characteristic parts. The ideal window would not distort the signal and prevent spectral leakage (an effect in which a part of the signal component, not situated by the frequencies for which the analysis is made, appears in all the output discrete signal values after transformation to the frequency domain [12]).

Since it is impossible to obtain a rectangular frequency characteristic a compromise is necessary. The compromise consists in the use of the best (from the investigation point of view) windowing sequence.

It has been experimentally found that a flap-top window is a good solution. This window is characterized by a low resolution at high dynamics [10]. Also its amplitude rendering accuracy is quite high. The values of this kind of window are calculated from the following formula (1) [10]:

$$\omega(t) = 1 - 1,93 \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right) + 1,29 \cos\left(\frac{4\pi t}{T}\right) - 0,388 \cos\left(\frac{6\pi t}{T}\right) + 0,0322 \cos\left(\frac{8\pi t}{T}\right) \quad (2)$$

where:  $0 \leq t \leq T$  and  $\omega(t) = 0$  for values from outside the domain.

Figure 10 shows the window's spectrum in the time and frequency domains.

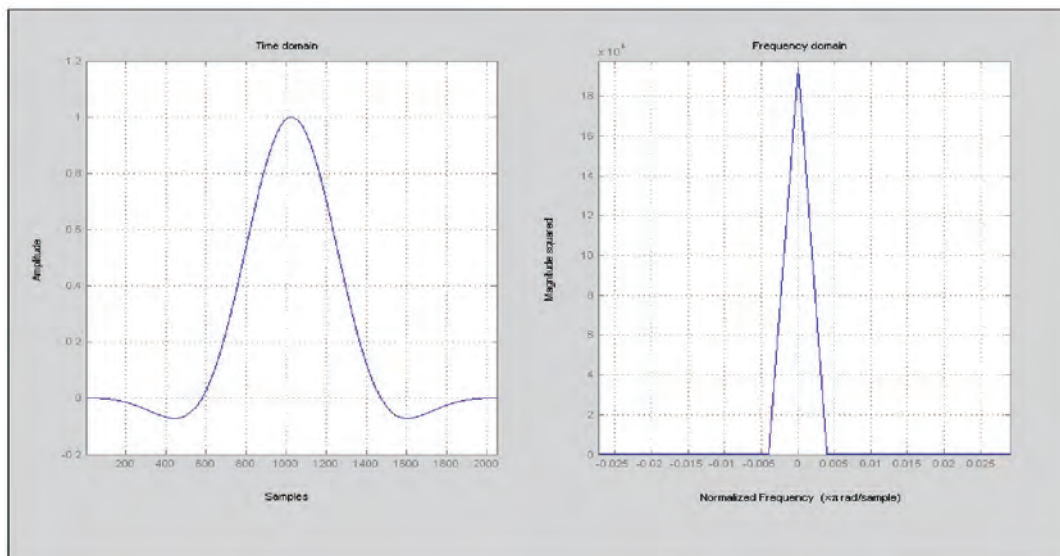


Fig. 10. Flap-top window in time and frequency domains

Rys. 10. Użyte okno typu „Flap Top” w dziedzinie czasu i częstotliwości

## 6. Cyfrowe przetwarzanie otrzymanego sygnału drgań

### 6.1. Operacje na sygnale w dziedzinie czasu

Bezpośrednie pomiary bez właściwego przetwarzania sygnału nie pozwalają na otrzymanie jednoznacznych wyników. Opracowana metoda dodatkowo wymaga wykonania pomiaru, w wyniku którego otrzymano funkcje wielozmienną. Mowa tutaj o zastosowanej autorskiej metodyce pomiaru wartości prędkości względnej drgań w funkcji inkrementowanego momentu obrotowego.

Wszystkie operacje cyfrowego przetwarzania sygnałów użyte w badaniach mają na celu kondycjonowanie widma sygnału w sposób powtarzalny z użyciem znanych i wykorzystywanych metod. Pierwszą operacją jest okienkowanie sygnału. Operację tą wykonano w dziedzinie czasu, co pozwala na ograniczenie metody do operacji mnożenia dyskretnego sygnału drgań i dyskretnego widma okna. Oczywiście możliwe jest wykorzystanie okna w dziedzinie częstotliwości, ale wymagałoby to operacji splotu wymierzonych sygnałów dyskretnych.

Idealny ciąg okienkujący powinien być dobrany tak, aby tłumić niecharakterystyczne (z punktu widzenia badań) części widma, przy jednoczesnym wzmocnieniu części charakterystycznych; idealne okno nie zniekształcałoby sygnału badanego i pozwalało na uniknięcie przecieku widmowego (zjawisko polegające na ujawnieniu się części składowej sygnału, nieleżącej przy częstotliwościach, dla których dokonujemy analizy, we wszystkich wyjściowych wartościach dyskretnych sygnału po transformacji do dziedziny częstotliwości [12]).

Uzyskanie prostokątnej charakterystyki częstotliwościowej okna jest niemożliwe; konieczny staje się kompromis, polegający na zastosowaniu najlepszego, z punktu widzenia badań, ciągu okienkującego.

Doświadczalnie stwierdzono, że dobrym rozwiązaniem jest okno typu „Flap Top”. Okno to charakteryzuje

mała rozdzielczość przy dużej dynamice [10]. Ponadto charakteryzuje się znaczną dokładnością w odzwierciedlaniu amplitudy. Wartości dla tego rodzaju okna uzyskuje się z wzoru (2) [10], gdzie:  $0 \leq t \leq T$  i  $\omega(t) = 0$  dla wartości spoza dziedziny.

Widmo w dziedzinie czasu i częstotliwości użytego okna przedstawia rys. 10.

## 6.2. Transformation to frequency domain

After windowing the signal is transformed to the frequency domain, using the fast Fourier transform with a base of 2. The way in which the FFT algorithm is introduced has been known since 1965 and it is widely described in the literature [10–12]. The fast Fourier transform used for discrete signals is expressed as follows:

$$X(k) = \sum_{j=1}^N x(j) \omega_N^{(j-1)(k-1)} \quad (3)$$

where:  $\omega_N = \exp\left(\frac{-2\pi i}{N}\right)$ ;  $N$  – the number of samples,  $k$  – the

current sample of the frequency domain,  $j$  – the current sample of the time domain.

Thanks to the algorithm the calculations can be significantly speeded up and a modern PC does the job in a few seconds.

## 6.3. Filtering in frequency domain. Remez algorithm

One of the features of the discrete signal after the Fourier transformation, i.e. the time domain shift theorem, was used in the investigations. It follows from the definition of the Fourier transformation that a shift of the signal in the time domain by the value  $x$  is equivalent to multiplying the signal spectrum by the complex number  $e^{-j\omega x}$  [13]. The multiplication result has no effect on the shift of the spectrum in the frequency domain. Generally, the dependence can be written as:

$$x(t - t_0) \xrightarrow{\text{FFT}} X(\omega) e^{-j\omega t_0} \quad (4)$$

hence:

$$x(t - t_{01}) \xrightarrow{\text{FFT}} |X(\omega)| \quad (5)$$

and

$$x(t - t_{02}) \xrightarrow{\text{FFT}} |X(\omega)| \quad (6)$$

The above feature, thanks to which after the Fourier transformation (FFT) the spectral module is insensitive to time sample shift (5), (6), forms the basis of the proposed diagnostic method. There is no need to search for the same measuring point in each sample, i.e. for the top dead centre (TDC).

Since the spectral module is insensitive to the shift a decision was made to use the finite pulse response (FPR) filter design method. It is a very popular method of designing filters (except phase filters) [11].

In order to obtain the current output signal sample, FPR filters use only the previous samples and the current sample, which shortens and simplifies the analysis. As a result the method is suitable for real diagnostic systems.

The low-pass filter generated by the Remez method (also called the Parks-McClellan method) was amplified (Fig. 11).

Since the spectrum of the filter was characterized by considerable damping and low stability, the obtained filter samples were multiplied in the time domain by the Blackman window (7):

## 6.2. Transformacja do dziedziny częstotliwości

Po operacji okienkowania sygnał podlega transformacji do dziedziny częstotliwości przy zastosowaniu szybkiej transformaty Fouriera o podstawie 2. Wyprowadzenie algorytmu FFT jest znane od 1965 r. i szeroko opisywane w literaturze [10–12]. Wykorzystana postać szybkiej transformaty Fouriera dla sygnałów dyskretnych ma postać (3),

gdzie:  $\omega_N = \exp\left(\frac{-2\pi i}{N}\right)$ ;  $N$  – liczba próbek,  $k$  – bieżąca

próbka dziedziny częstotliwości,  $j$  – bieżąca próbka dziedziny czasu.

Użyty algorytm pozwala na znaczne przyspieszenie obliczeń, a współczesny komputer pozwala na uzyskanie wyników w ciągu kilku sekund.

## 6.3. Filtrowanie w dziedzinie częstotliwości.

### Algorytm Remeza

W badaniach wykorzystano jedną z cech sygnału dyskretnego po transformacji Fouriera, a mianowicie twierdzenie o przesunięciu w dziedzinie czasu. Z definicji transformacji Fouriera wiadomo, że przesunięcie sygnału w dziedzinie czasu o wartość  $x$  jest równoznaczne z pomnożeniem jego widma o wartość zespoloną  $e^{-j\omega x}$  [13]. Wynik mnożenia nie ma wpływu na przesunięcie widma w dziedzinie częstotliwości. Ogólnie zależność tę możemy przedstawić w postaci (4), stąd (5) i (6).

Wymieniona właściwość, z której wprost wynika niewrażliwość modułu widmowego po wykonaniu transformaty Fouriera (w tym przypadku FFT) na przesunięcie próby czasowej (5), (6) leży u podstaw przedstawionej metody diagnostycznej. Nie ma konieczności szukania tego samego punktu pomiaru w każdej próbce, który musiałby polegać na szukaniu górnego martwego punktu (GMP).

Ponieważ moduł widma jest nieczuły na przesunięcie, zdecydowano się użyć metodę projektowania filtrów o skończonej odpowiedzi impulsowej (SOI), która nie pozwala na projektowanie filtrów fazowych. Mimo wszystko jest to bardzo popularna metoda projektowania filtrów [11].

Filtry SOI do uzyskania bieżącej próbki sygnału wyjściowego wykorzystują tylko próbki przeszłe i próbkę bieżącą. Skraca to i upraszcza analizę, co pozwala na wprowadzenie metody do rzeczywistych układów diagnostycznych.

Wygenerowany filtr dolnoprzepustowy metodą Remeza (zwaną także metodą Parksa–McClellana) został wzmocniony (rys. 11).

Ponieważ widmo uzyskanego filtru charakteryzowało się znacznym tłumieniem i małą stabilnością, uzyskane próbki filtru zostały w dziedzinie czasu pomnożone z oknem Blackmana – wzór (7),

gdzie:  $N$  – liczba próbek,  $k$  – bieżąca próbka.

Tak uzyskany filtr przedstawiono na rys. 12.

Tak przygotowane próbki filtru są wymnażane w dziedzinie czasu z próbkami widma częstotliwościowego drgań generowanych przez silnik. Należy tutaj zauważyć, że okienkowanie i filtrowanie są możliwe zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości. Jednak okienkowanie w dziedzinie częstotliwości wymagałoby użycia operacji splotu widma częstotliwościowego okna i widma sygnału, zaś filtrowanie

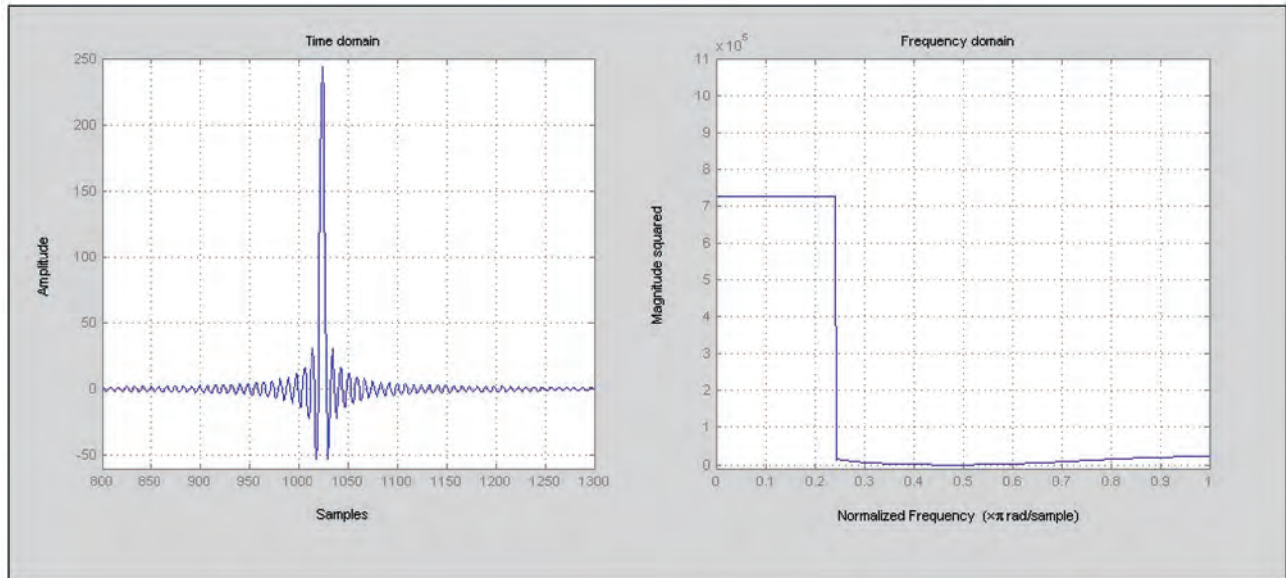


Fig. 11. Spectrum of FPR filter generated by Remez algorithm  
 Rys. 11. Widmo filtru SOI, wygenerowanego algorytmem Remeza

$$\omega(k+1) = 0,42 - \cos\left(2\pi \frac{k}{N-1}\right) + 0,08 \cos\left(4\pi \frac{k}{N-1}\right) \quad (7)$$

where: N – the number of samples, k – the current sample.

The filter obtained in this way is shown in Fig. 12.

The filter samples prepared in this way are multiplied in the time domain by the samples of the frequency spectrum of the vibrations generated by the engine. One should note that windowing and filtering are possible in both the time domain and the frequency domain. However, windowing in the frequency domain would require the convolution of the window frequency spectrum and the signal spectrum and the filtering in the time domain would also require the convolution

w dziedzinie czasu wymagałoby także użycia funkcji splotu widma czasowego filtru i widma sygnału drgań. Skomplikowałyby to metodę przez dodatkowe transformacje, a także konieczność używania splotu. Dlatego zdecydowano się na operację w dziedzinach „naturalnych” dla poszczególnych operacji, czyli mnożenie okna i sygnału w dziedzinie czasu oraz filtrowanie przez mnożenie próbek filtra i sygnału w dziedzinie częstotliwości. Bez względu na wybraną drogę, obie operacje są równoznaczne.

**7. Analiza wyników**

Opisane operacje cyfrowego przetwarzania sygnałów zostały wykonane wielowymiarowo. Oznacza to, że dla wszystkich sygnałów mierzonych przy różnych wartościach

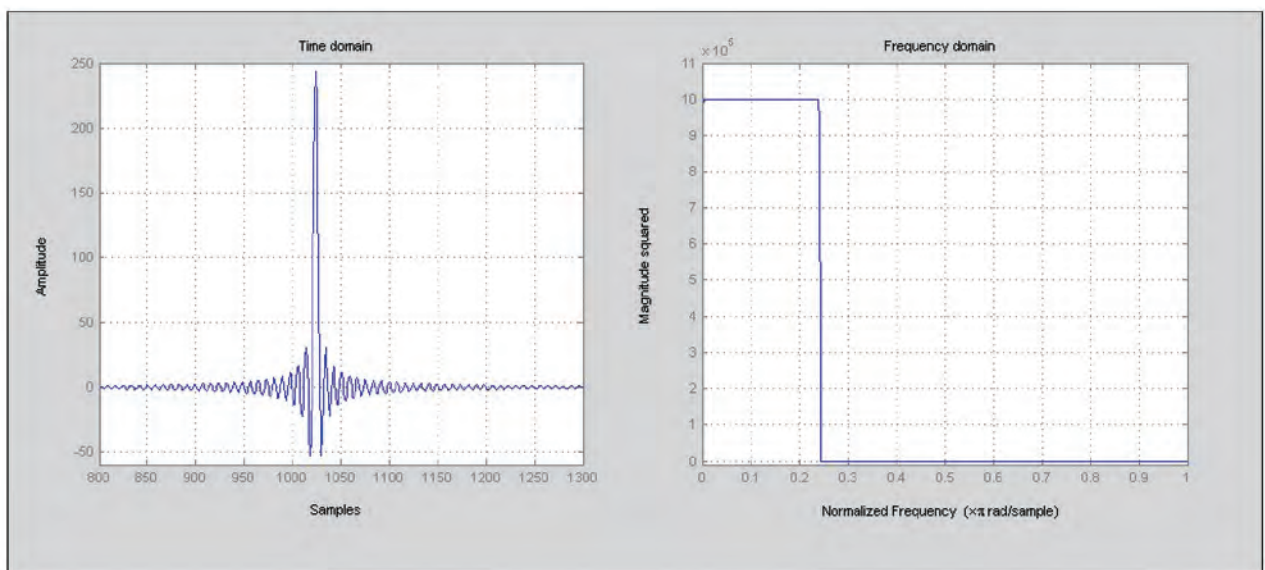


Fig. 12. Spectrum of FPR filter generated by Remez algorithm after windowing with Blackman window  
 Rys. 12. Widmo filtru SOI, wygenerowanego algorytmem Remeza po zastosowaniu okienkowania oknem Blackmana

of the filter time spectrum and the vibration signal spectrum. As a result of the additional transformations and the convolution, the method would become complicated. Therefore the particular operations were performed in their natural domains, i.e. windowing by multiplying the window and the signal in the time domain and filtering by multiplying the filter samples and the signal samples in the frequency domain. Regardless of the path taken, the two operations are equivalent.

## 7. Analysis of results

The digital signal processing operations were performed multidimensionally. This means that the digital signal processing operations described were performed for all the signals measured at different torques at a constant rotational speed.

In the first step, measurements were performed for the engine in good working order as the reference. The obtained characteristic is shown in Fig. 13.

momentu obrotowego, przy stałej prędkości obrotowej należało wykonać opisane tutaj operacje cyfrowego przetwarzania sygnałów.

Pierwszy krok dotyczył pomiarów drgań silnika sprawnego, jako punktu odniesienia. Otrzymaną charakterystykę przedstawiono na rys. 13.

Po wyłączeniu elektrozaworu układu EGR (rys. 3), wykonano kolejne pomiary drgań generowanych przez silnik. Otrzymany sygnał został przetworzony w sposób identyczny jak poprzednio. Uzyskany wynik przedstawiono na rys. 14. Zaznaczono obszar, w którym obserwuje się znaczne odchyłki amplitudy sygnału, jednoznacznie wskazujące na uszkodzenie układu EGR.

Zauważyć można, że funkcja dla momentu równego 30 i 40 N·m przedstawia odmienny charakter. Ponadto pomiar ten jest w pełni powtarzalny, ale charakterystyczny dla konkretnego silnika przy opisanej metodyce pomiaru. Zmiana w tym

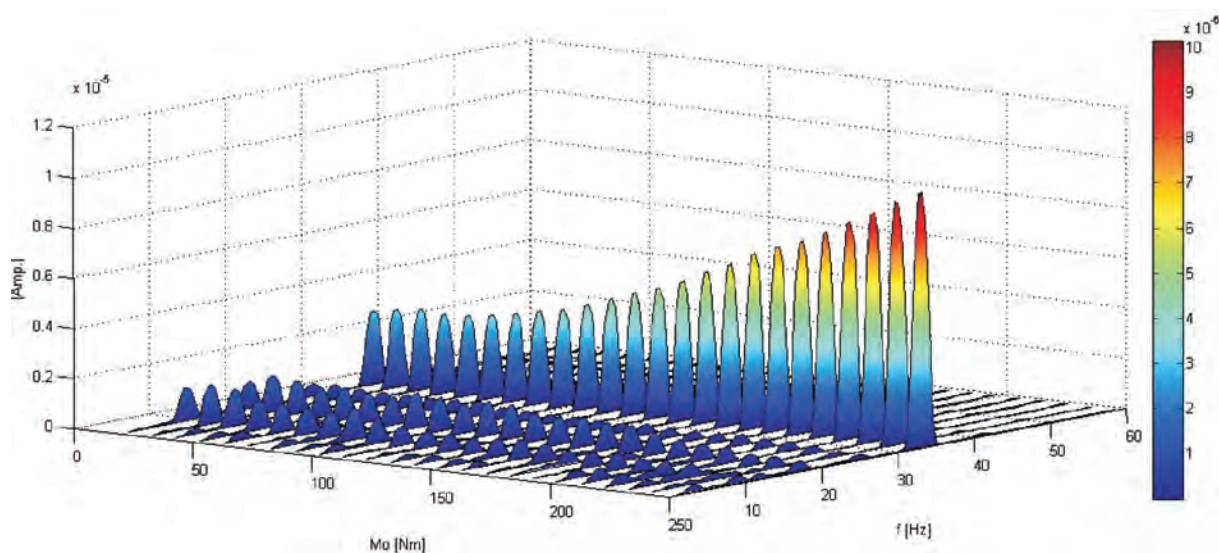


Fig. 13. Vibration versus torque spectrum of engine in good working order;  $\omega = \text{const}$   
Rys. 13. Widmo drgań silnika sprawnego jako funkcję momentu obrotowego;  $\omega = \text{const}$

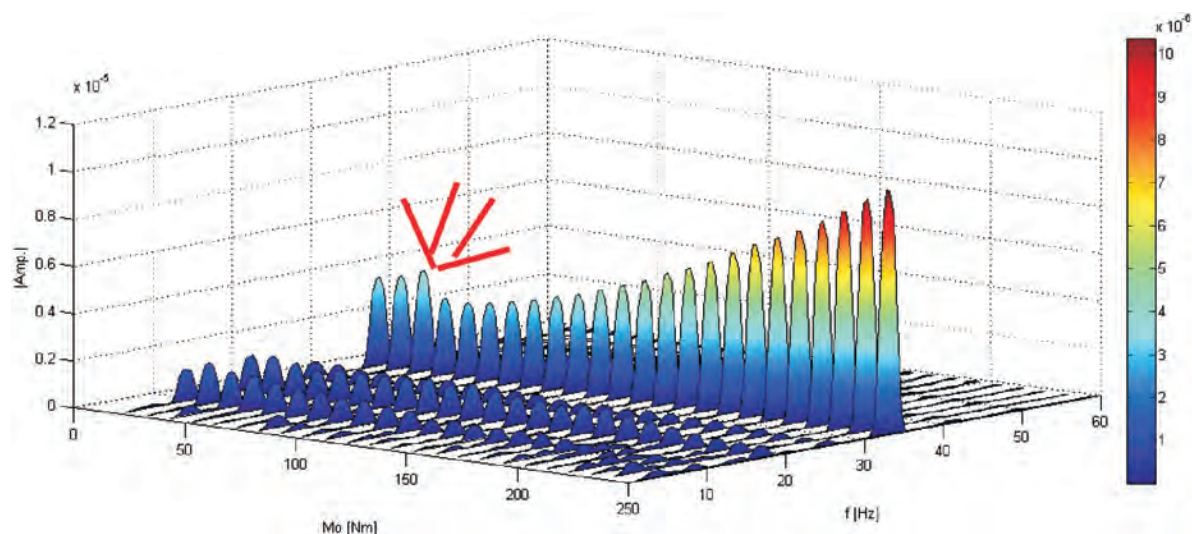


Fig. 14. Spectrum of vibration of engine with switched off EGR electrovalve versus torque;  $\omega = \text{const}$   
Rys. 14. Widmo drgań silnika z uszkodzonym elektrozaworem systemu EGR jako funkcję momentu obrotowego;  $\omega = \text{const}$

Then the EGR system electrovalve (Fig. 3) was switched off and the vibrations generated by the engine were measured again. The obtained signal was processed in the same way as previously. The result is shown in Fig. 14. The area in which considerable signal amplitude deviations are observed is circled.

One can notice that the function for the torque of 30 and 40 N·m has a different character. Moreover, the measurement is not fully replicable but characteristic for a given engine when the measurement methodology described here is used. The change here applies to a value of up to  $-3.5$  dB.

## 8. Conclusions

1. Diagnostic of combustion engines without access to surfaces, based on the analysis of vibration, is possible. It is desirable to use a laser device for this purpose.
2. Although the method is quite complex, particularly in its digital signal processing aspect, it can be implemented in the widely available diagnostic systems thanks to the increasing popularity of signal processors.
3. Several faults and failures which until now have been considered to have a negligible effect or no effect on the operation of the engine can be immediately detected on the basis of engine vibrations.
4. The multidimensional analysis of engine vibrations allows one to predict failures. It apply to detect of EGR system defects which has affect to emission of combustion engines.
5. In the case of failures which clearly affect the vibrations generated by the engine, the one-dimensional function is sufficient for this type of diagnostics.
6. The proposed method requires that measurements be performed for each model of the engine in good working order as the reference for further measurements. Measurements performed in accordance with the principles of digital processing of signals are replicable.
7. Engine vibrations are not an individual characteristic of each engine, but of the model.

Artykuł recenzowany

Mr. Andrzej Kaźmierczak, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering, Wrocław University of Technology.

*Dr hab. inż. Andrzej Kaźmierczak – adiunkt habilitowany na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.*



Mr. Radosław Wróbel, MEng. – PhD student in the Faculty of Mechanical Engineering, Wrocław University of Technology.

*Mgr inż. Radosław Wróbel – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.*



przypadku dotyczy wartości sięgającej  $-3,5$  dB.

## 8. Wnioski

1. Możliwa jest diagnostyka typu bezdotykowego silników spalinowych, oparta na analizie drgań. Pożądane w tym przypadku jest użycie urządzenia laserowego.
2. Prezentowana metoda, mimo znacznego stopnia skomplikowania, szczególnie w dziedzinie cyfrowego przetwarzania sygnałów, jest możliwa do wprowadzenia w ogólnodostępnych systemach diagnostycznych przez zastosowanie coraz bardziej popularnych procesorów sygnałowych.
3. Drgania silnika pozwalają wprost wykryć wiele uszkodzeń, w tym także takich, których wpływ na pracę silnika był uważany dotychczas jako niewielki, albo żaden. Dotyczy to także wykrywania uszkodzeń układu EGR, mającego wpływ na emisyjność silników spalinowych.
4. Możliwe jest przewidywanie wystąpienia uszkodzenia przez analizę drgań silnika w funkcji dodatkowych zmiennych, jak np. moment obrotowy.
5. W przypadku uszkodzeń, które w oczywisty sposób muszą mieć wpływ na drgania generowane przez silnik, do tego typu diagnostyki wystarczająca jest klasyczna funkcja jednowymiarowa amplitudy drgań w funkcji pulsacji dla stałej wartości momentu obrotowego i prędkości obrotowej wału korbowego.
6. Prezentowana metoda wymaga wykonania pomiarów dla każdego modelu silnika, działającego prawidłowo, jako punktu odniesienia do dalszych pomiarów, przy czym pomiary wykonane zgodnie z zasadami cyfrowego przetwarzania sygnałów są powtarzalne.
7. Drgania silnika nie są cechą indywidualną każdego silnika, lecz modelu.

## Bibliography/Literatura

- [1] en.wikipedia.org
- [2] www.asashop.org
- [3] forum.tdi-tuning.pl
- [4] „Engine Technology International”, June 1999.
- [5] Myszkowski S.: Instalator Polski: Diagnostyka Pokładowa.
- [6] 60degreev6.com
- [7] Merkisz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych, WKiŁ, Warszawa 2002.
- [8] www.avl.com
- [9] The Thrill of Solution: Dynamometers and Drivers. Wyd. AVL, update 12.04.2001.
- [10] Stranneby D.: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Metody, algorytmy, zastosowanie. Wydawnictwo BTC, Warszawa 2004.
- [11] Zieliński T.P.: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. WKiŁ, Warszawa 2005.
- [12] Lyons R.G.: Wprowadzenie do cyfrowego przetwarzania sygnałów. WKiŁ, Warszawa 2006.
- [13] Szabatin J.: Podstawy teorii sygnałów. WKiŁ, Warszawa 2003.
- [14] skoda.autokacik.pl

## A dynamic test of a vehicle in motion and exhaust gas emissions during alternative fuelling with gasoline and compressed natural gas (CNG)

*The majority of published data on exhaust gas emissions is cited based on the test results from the NEDC driving cycle. This paper specifies the methodology of how to develop dynamic characteristics of the emissions, based on the aggregated data from the measurement of modal emissions obtained in the course of NEDC and FTP-75 driving cycles for gasoline and CNG fuelling. The presented characteristics concern a real passenger car which was tested, then the characteristics were used to calculate the exhaust gas emissions during a specially developed driving test comprising four main motion resistances and engine braking. The effect of fuel type on selected emissions of exhaust gas components has also been compared and assessed.*

Key words: car, ecology, exhaust gas emissions

## Test dynamiczny ruchu pojazdu a emisja składników spalin przy alternatywnym zasilaniu benzyną i gazem CNG

*Większość publikowanych danych dotyczących emisji składników spalin jest podawana na podstawie badań w testach NEDC. W niniejszym artykule podano metodykę uzyskiwania charakterystyk dynamicznych emisji, opierając się na połączonych danych z pomiarów modalnych emisji uzyskanych w testach NEDC i FTP-75 dla zasilania benzyną i gazem CNG. Przedstawiono takie charakterystyki dla konkretnego samochodu osobowego poddanego badaniom, a następnie wykorzystano te charakterystyki do obliczeń emisji składników spalin przy realizacji specjalnie opracowanego testu jezdny, zawierającego cztery podstawowe opory ruchu i hamowanie silnikiem. Porównano i oceniono wpływ rodzaju paliwa na wybrane emisje składników spalin.*

Słowa kluczowe: samochód, ekologia, emisja spalin

### 1. Introduction

A growing development of automotive industry in Poland after the political transformation in 1989 generates a necessity of development of the existing road network and its adaptation to a function which integrates individual regions and states. The majority of local governments have met these needs through development the modernization and extension plans of the road network in their area. In this task the existing topographical and social conditions as well as economic circumstances were taken into account. The conditions of sustainable development also require an assessment of an impact of the planned investments on the natural environment. In the case of the anticipated ecological menace, these plans should undergo corrections or be analyzed once again. The assessment of gaseous emissions from the automotive industry can serve as an ancillary and indispensable material for the analysis of the planned layout of the extension of the road network. The important factors impacting such analysis are:

- anticipated minimum and maximum traffic volume,
- the characteristics of the composition of the exhaust gas components, emitted by a statistic fleet of vehicles in an analyzed region,
- anticipated scenarios of traffic for various seasons, resulted from terrain configuration, planned crossroads and speed limits.

### 1. Wprowadzenie

Rozwój motoryzacji w Polsce po przemianach ustrojowych roku 1989 wywołuje konieczność rozbudowy istniejącej sieci dróg i dostosowanie ich do pełnienia funkcji czynnika integrującego regiony i państwa. Większość samorządów lokalnych wyszła naprzeciw tym potrzebom, opracowując plany modernizacji i rozbudowy sieci drogowych na własnych terenach. Kierowano się przy tym istniejącymi uwarunkowaniami topograficznymi, społecznymi i przesłankami ekonomicznymi. Warunki zrównoważonego rozwoju wymagają również oceny wpływu planowanych inwestycji na środowisko naturalne. W przypadku przewidywania zagrożeń ekologicznych plany te powinny być poddane korekcie lub ponownie przeanalizowane. Materiałem pomocniczym a zarazem niezbędnym do prowadzenia kompleksowych analiz rozbudowy sieci drogowej mogą być oceny emisji gazów pochodzenia motoryzacyjnego dla planowanych przebiegów dróg. Istotnymi czynnikami wpływającymi na tę analizę są:

- przewidywane minimalne i maksymalne natężenia ruchu,
- charakterystyka emisji składników spalin przez statystyczną flotę pojazdów rozpatrywanego regionu,
- przewidywane scenariusze ruchu dla różnych pór roku, wynikające z ukształtowania terenu, planowanych skrzyżowań i ograniczeń prędkości.

The knowledge of the above mentioned factors enables quantitative and qualitative assessment of the source of emissions from the automotive sector and to anticipate the future effects.

The paper illustrates the possibilities of application of the dynamic characteristics in valuation of the fuel consumption and exhaust gas emissions for alternative fuelling with gasoline and CNG in the exemplary driving test. The test comprises four main traction resistances, i.e. rolling resistance, climbing resistance, drag resistance and inertia resistance, which were transferred into the dynamic characteristics in the form of 'substitute acceleration', described in the function of speed. The above mentioned substitute acceleration was calculated from the equation of vehicle motion based on the motion parameters prescribed during the test. The proposed test also comprises a phase of engine braking.

## 2. Construction of the dynamic characteristics

The dynamic characteristics, describing exhaust emissions and fuel consumption in the function of driving speed and vehicle linear acceleration or angular velocity and crankshaft angular acceleration, constitute the basis for further analyses. The methodologies of development of such characteristics based on the modal measurements of exhaust gas emissions in NEDC and FTP-75 driving cycle tests have been described in works [1, 2, 3]. For the needs of the present work the authors assumed that only the dynamic characteristics based on the above mentioned tests, in the operating range with a fully heated catalytic converter, shall be taken into consideration. The ranges of the driving tests constituting the source of the data to approximate the calculations have been shown in Fig. 1 and 2. The implementation of such ranges resulted from the data contained in [4] and [5].

The dynamic characteristics were elaborated with the assumption, that there exists a possibility of their representation with a sufficient accuracy using surfaces described by polynomials of the third order [6]. In the successive Fig. 3

Znajomość wymienionych czynników pozwoli na ocenę jakościową i ilościową źródeł emisji gazów pochodzenia motoryzacyjnego i przewidywanie skutków tego stanu.

W niniejszym artykule przedstawiono możliwości aplikacji charakterystyk dynamicznych do oceny zużycia paliwa i emisji składników spalin dla alternatywnego zasilania benzyną i gazem CNG w przykładowym teście jezdnym. W teście występują cztery podstawowe opory ruchu: toczenia, wzniesienia, powietrza i bezwładności, które przeniesiono na charakterystyki dynamiczne w postaci tzw. przyspieszenia zastępczego, ujętego w funkcji prędkości. Wspomniane przyspieszenie zastępcze obliczano z równania ruchu samochodu wyposażonego w silnik o znanej charakterystyce. W dalszej części publikacji opisano równanie ruchu ujmujące opory: toczenia, powietrza, wzniesienia, bezwładności i hamowania silnikiem.

## 2. Budowa charakterystyk dynamicznych

Podstawą dalszych analiz przedstawionych w niniejszej publikacji są tzw. charakterystyki dynamiczne, ujmujące emisję składników spalin i zużycie paliwa jako funkcję prędkości jazdy i przyspieszenia liniowego pojazdu lub jako funkcję prędkości kątowej i przyspieszenia kątowego wału korbowego silnika. W publikacjach [1, 2, 3] opisano metodyki tworzenia takich charakterystyk, opierając się na pomiarach modalnych emisji składników spalin w testach jezdnych NEDC i FTP-75. Na potrzeby niniejszej publikacji przyjęto, że będą rozpatrywane charakterystyki dynamiczne opracowane na bazie wspomnianych testów w zakresie pracy z w pełni nagrzanym reaktorem katalitycznym. Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono zakresy testów jezdnych, z których dane przyjęto do obliczeń aproksymacyjnych. Przyjęcie takich zakresów wynikało z danych zawartych w [4, 5].

Charakterystyki dynamiczne emisji opracowano, przyjmując, że można je z wystarczającą dokładnością odwzorować powierzchniami opisanymi wielomianami trzeciego stopnia [6]. Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono wybrane charakterystyki dynamiczne zużycia paliwa opracowane na

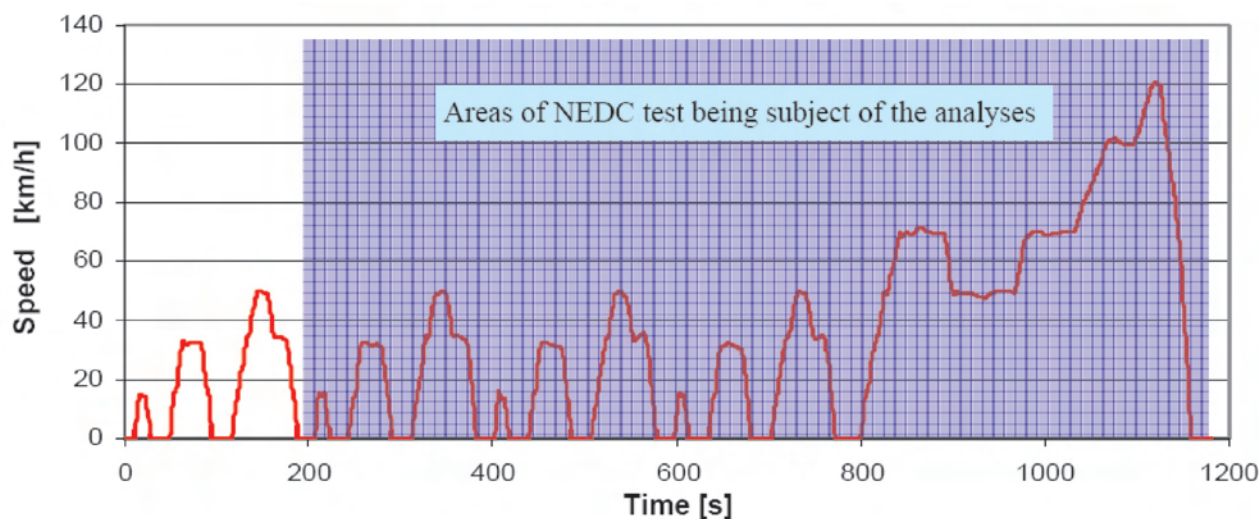


Fig. 1. NEDC driving cycle with marked ranges which were subjected to the analysis

Rys. 1. Test jezdny NEDC z zaznaczonymi zakresami, które były przedmiotem analiz

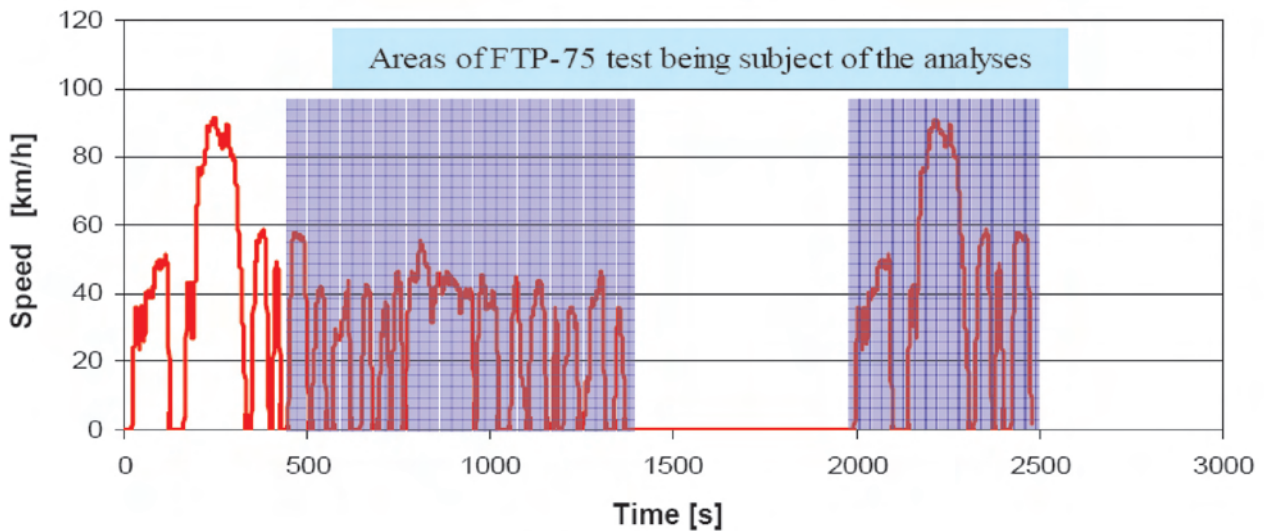


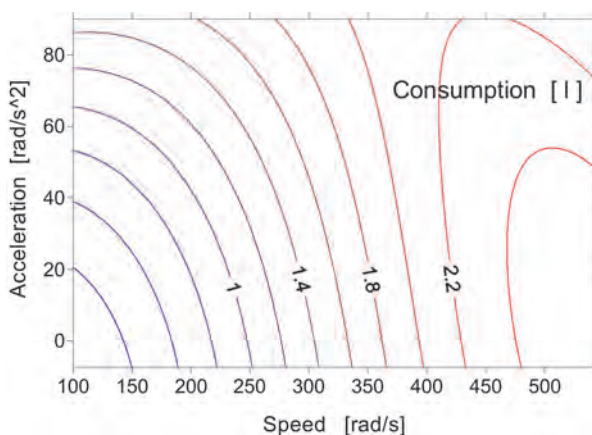
Fig. 2. FTP-75 driving cycle with marked ranges which were subjected to the analysis

Rys. 2. Test jezdny FTP-75 z zaznaczonymi zakresami, które były przedmiotem analiz

and 4 selected dynamic characteristics of fuel consumption have been shown, elaborated based on the carbon balance for segment C passenger car, powered alternatively by gasoline in MPI (Multi Point Injection) system and CNG in multipoint sequence injection by a factory-made system. The presented characteristics have been developed by approximating the data from the modal measurements with 1 s interval. The tests were performed in a certified toxic emissions laboratory OBR BOSMAL in Bielsko-Biala. The presented dynamic characteristics do not show the areas of the use of the vehicle in motion as they are based on the approximations in the assumed ranges of variability of speed and accelerations. [1] has been devoted to the limitations as to the use of the characteristics. We can assume that these limitations are determined by the characteristics of the vehicle dynamic index [9].

podstawie bilansu węgla dla samochodu osobowego klasy handlowej C zasilanego alternatywnie z jednej z instalacji: benzyną w systemie MPI (*Multi Point Injection*) lub gazem CNG w systemie sekwencyjnego wtrysku wielopunktowego, zabudowanego fabrycznie. Przedstawione charakterystyki opracowano, aproksymując dane z pomiarów modalnych z krokiem 1 s. Badania przeprowadzono w certyfikowanym laboratorium toksyczności spalin OBR BOSMAL w Bielsku-Białej. Przedstawione charakterystyki dynamiczne nie uwidaczniają obszarów wykorzystania w ruchu samochodu, gdyż jak zaznaczono, są oparte na aproksymacjach w założonych zakresach zmienności prędkości i przyspieszeń. Ograniczeniom wykorzystania charakterystyk poświęcono publikację [1]. Można przyjąć, że w przybliżeniu ograniczenia te określa charakterystyka wskaźnika dynamicznego samochodu [9].

Map of gasoline consumption/  
Charakterystyka zużycia benzyny



Map of CNG consumption/  
Charakterystyka zużycia CNG

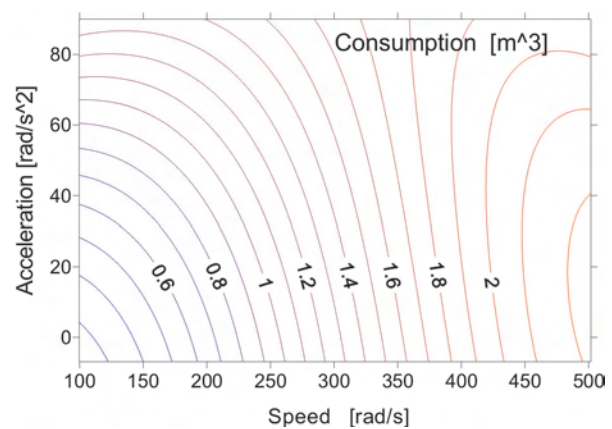
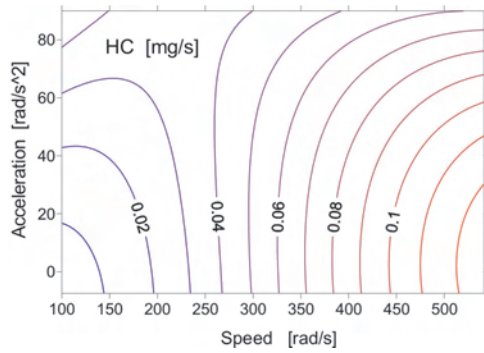
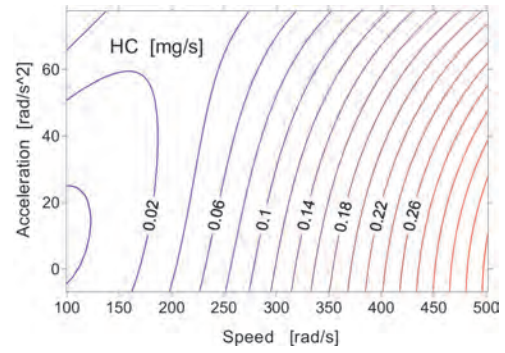


Fig. 3. Dynamic characteristics of gasoline and CNG fuelling of the car under consideration

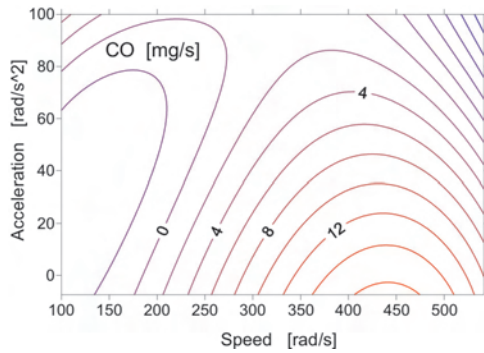
Rys. 3. Charakterystyka dynamiczna zużycia benzyny i CNG dla samochodu przyjętego do badań



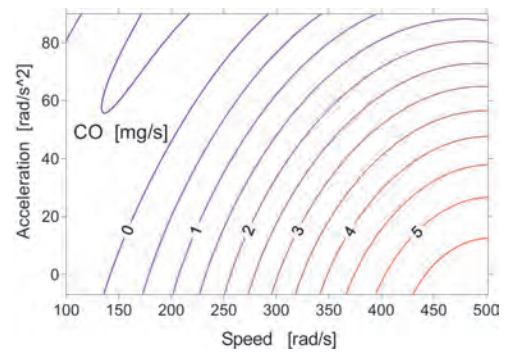
Map of HC emissions for gasoline fuelling/  
Charakterystyka emisji HC dla zasilania benzyną



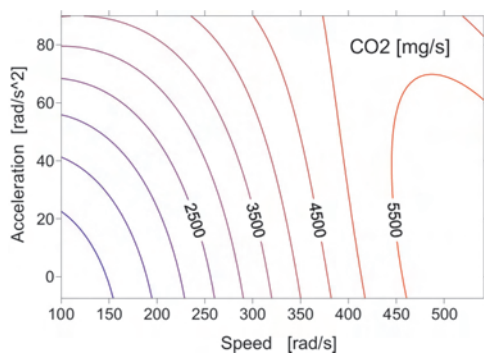
Map of HC emissions for CNG fuelling/  
Charakterystyka emisji HC dla zasilania CNG



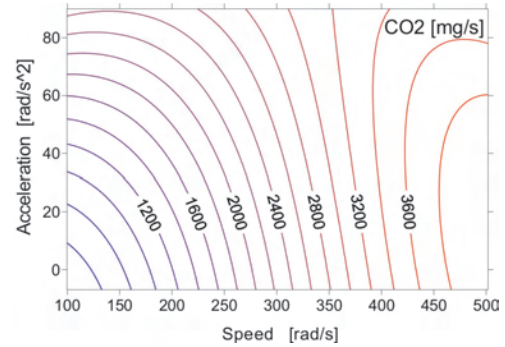
Map of CO emissions for gasoline fuelling/  
Charakterystyka emisji CO dla zasilania benzyną



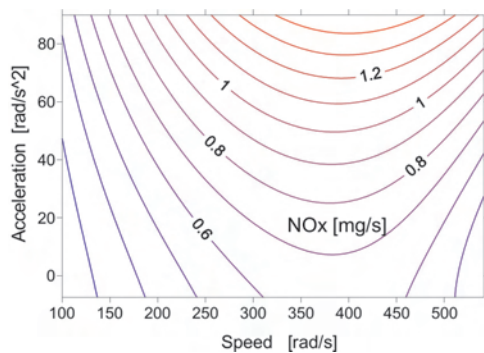
Map of CO emissions for CNG fuelling/  
Charakterystyka emisji CO dla zasilania CNG



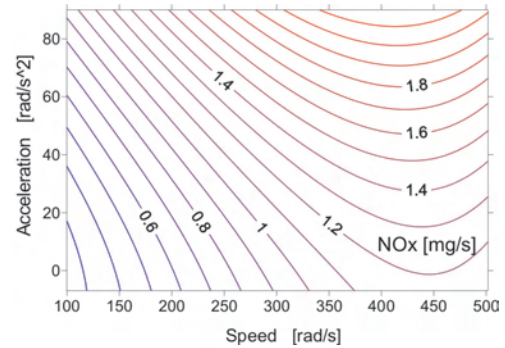
Map of CO<sub>2</sub> emissions for gasoline fuelling/  
Charakterystyka emisji CO<sub>2</sub> dla zasilania benzyną



Map of CO<sub>2</sub> emissions for CNG fuelling/  
Charakterystyka emisji CO<sub>2</sub> dla zasilania CNG



Map of NO<sub>x</sub> emissions for gasoline fuelling/  
Charakterystyka emisji NO<sub>x</sub> dla zasilania benzyną



Map of NO<sub>x</sub> emissions for CNG fuelling/  
Charakterystyka emisji NO<sub>x</sub> dla zasilania CNG

Fig. 4. Dynamic characteristics of the exhaust gas components for the analyzed car, powered by gasoline and CNG

Rys. 4. Charakterystyki dynamiczne emisji składników spalin dla zasilania benzyną i CNG dla samochodu przyjętego do badań

Making qualitative and quantitative assessment of these characteristics it should be remembered that these characteristics were developed for the analyzed car, for the predetermined conditions of motion specific for driving cycles under investigation and they can be different in case of a different spectrum of engine loads. The authors of the paper, however, assume that these characteristics are representative to the same extent as the specified fuel consumption in UDC, EUDC and NEDC driving cycles. Comparing the dynamic characteristics for gasoline and CNG fuelling, we can simply assess the influence of the type of fuel on the emissions by the values and courses of the isolines. The similarities of the local extremes and the gradients of changes are worth mentioning here. The occurrence of the local negative emission values results from the assumed methodology of approximation. These values do not fall into the possible fields of operation of a vehicle.

### 3. Testing driving cycle and equation of vehicle motion

One can directly take advantage of the developed characteristics during the analysis of the vehicle motion in the function of velocity and angular acceleration of engine crankshaft. Moreover, the obtained characteristics can also be utilized to analyze the vehicle motion when all four main motion resistances are present i.e. rolling resistance, climbing resistance, drag resistance and inertia resistance. In such a case, making use of the equation of motion one can calculate the 'substitute acceleration', which enables a representation of motion resistances on the obtained dynamic characteristics. The equation of motion in the following form was applied:

$$F_n = F_t + F_w + F_p + F_b \quad (1)$$

$$F_n = m \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + 0,646 \cdot C_x \cdot A \cdot V^2 + m \cdot \left( 1 + \frac{I_s \cdot i_{cb}^2 \cdot \eta_m}{m \cdot r_d^2} + \frac{4 \cdot I_k}{m \cdot r_d^2} \right) \cdot \frac{dV}{dt} \quad (2)$$

$$F_n = \frac{M_s \cdot i_b \cdot i_g \cdot \eta_m}{r_d} \quad (3)$$

$$V = \frac{\omega \cdot r_d}{i_b \cdot i_g} \quad (4)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{r_d}{i_b \cdot i_g} \quad (5)$$

where:  $M_s$  – engine's moment of inertia [N·m],  $F_n$  – motive force [N],  $F_t$  – rolling resistance force [N],  $F_w$  – climbing resistance force [N],  $F_p$  – drag resistance force [N],  $F_b$  – inertia resistance force [N],  $m = 1750$  kg – total mass of vehicle,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup> – gravitation acceleration,  $f = 0.012$  – rolling resistance coefficient,  $C_x = 0.39$  – drag resistance coefficient,  $A = 2.468$  m<sup>2</sup> – maximum vehicle cross section,  $r_d = 0.293$  m – dynamic radius of tyres,  $I_s = 0.0481$  kg·m<sup>2</sup> – mass moment of inertia of engine moving components,

Oceniając jakościowo i ilościowo te charakterystyki, należy pamiętać, iż powstały one dla badanego samochodu, określonych warunków ruchu ujętych testami jezdnyimi i mogą się różnić dla innego widma obciążeń silnika. Autorzy publikacji przyjmują jednak, iż są one reprezentatywne w takim samym stopniu, jak podawane zużycia paliwa w cyklach jezdnych UDC, EUDC i NEDC.

Porównując charakterystyki dynamiczne dla zasilania benzyną i gazem CNG, można już na podstawie wartości i przebiegu izolinii ocenić wpływ rodzaju paliwa na emisję składników spalin. Warto zwrócić uwagę na podobieństwa co do położenia lokalnych ekstremów jak i gradienty zmian. Występowanie lokalnych ujemnych wartości emisji wynika z przyjętej metodyki aproksymacji. Wartości te nie leżą w możliwych polach eksploatacji samochodu.

### 3. Testowy cykl jezdny i równanie ruchu

Analizując ruch samochodu jako funkcję prędkości i przyspieszenia kątownego wału korbowego silnika, można bezpośrednio korzystać z opracowanych charakterystyk. Również można wykorzystać uzyskane charakterystyki do analizy ruchu, w którym występują wszystkie cztery podstawowe opory ruchu, a więc; toczenia, wzniesienia, powietrza i bezwładności. W takim przypadku, korzystając z równania ruchu, można obliczyć tzw. przyspieszenie zastępcze, pozwalające na odwzorowanie oporów ruchu na uzyskanych charakterystykach dynamicznych. Do obliczeń przyjmowano równania ruchu (1) – (5),

gdzie:  $M_s$  – moment obrotowy silnika [N·m],  $F_n$  – siła napędowa [N],  $F_t$  – siła oporu toczenia [N],  $F_w$  – siła oporu wzniesienia [N],  $F_p$  – siła oporu powietrza [N],  $F_b$  – siła oporu bezwładności [N],  $m = 1750$  kg – masa całkowita pojazdu,  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup> – przyspieszenie ziemskie,  $f = 0,012$  – współczynnik oporu toczenia,  $C_x = 0,39$  – współczynnik oporu powietrza,  $A = 2,468$  m<sup>2</sup> – powierzchnia czołowa,  $r_d = 0,293$  m – promień dynamiczny koła,  $I_s = 0,0481$  kg·m<sup>2</sup> – masowy moment bezwładności elementów ruchomych silnika zredukowany do osi wału korbowego,  $I_k = 0,4424$  kg·m<sup>2</sup> – masowy moment bezwładności koła,  $\alpha$  – kąt wzniesienia,  $\eta_m$  – sprawność układu przeniesienia napędu na poszczególnych biegach,  $i_{cb} = i_g \cdot i_b$  – przełożenie całkowite na danym biegu ( $i_{c1} = 15,116$ ;  $i_{c2} = 8,345$ ;  $i_{c3} = 5,723$ ;  $i_{c4} = 4,335$ ;  $i_{c5} = 3,562$ ),  $V$  – prędkość pojazdu [m/s],  $dV/dt$  – przyspieszenie pojazdu [m/s<sup>2</sup>],  $\omega_s$  – prędkość kątowna silnika [rad/s].

Dla samochodu toczącego się bez hamowania (hamowanie silnikiem) przyjęto równania (6) i (7),

$$\text{gdzie: } \delta_s = \frac{I_s \cdot i_{cb}^2 \cdot \eta_m}{m \cdot r_d^2}; \quad \delta_k = \frac{4 \cdot I_k}{m \cdot r_d^2}$$

lub według [7] równanie (8),

gdzie:  $F_{na} = A + 0,3 \cdot V$  – siła oporu mechanizmów układu napędowego,  $W = 10$  (dla samochodów z napędem przednim i silnikiem ułożonym poprzecznie z przodu),  $V$  – zmienna prędkość ruchu [m/s],  $F_s = q \cdot n_s + B$  – siła oporu silnika [N],

$q = \frac{V_s}{0,2 \cdot P}$ , gdzie: ( $V_s$  – objętość skokowa silnika w [dm<sup>3</sup>],

reduced to crankshaft axis,  $I_k = 0.4424 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  – mass moment of inertia of a wheel,  $\alpha$  – climbing angle,  $\eta_m$  – efficiency of the transmission system,  $i_{cb} = i_g \cdot i_b$  – total ratio on a given gear,  $V$  – vehicle speed [m/s],  $dV/dt$  – vehicle acceleration [m/s<sup>2</sup>],  $\omega_s$  – engine angular velocity [rad/s].

For the car running without regular braking (braking with the engine):

$$F_n = 0 \tag{6}$$

$$\ddot{x} = \frac{m \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{m \cdot (1 + \delta_s + \delta_k)} + \frac{0,646 \cdot C_x \cdot A \cdot V^2}{m \cdot (1 + \delta_s + \delta_k)} \tag{7}$$

where:  $\delta_s = \frac{I_s \cdot i_{cb}^2 \cdot \eta_m}{m \cdot r_d^2}$ ;  $\delta_k = \frac{4 \cdot I_k}{m \cdot r_d^2}$

or acc. to [7]:

$$\ddot{x} = \frac{m \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{m \cdot (1 + \delta_s + \delta_k)} + \frac{0,646 \cdot C_x \cdot A \cdot V^2 + F_{na} + F}{m \cdot (1 + \delta_s + \delta_k)} \tag{8}$$

where:  $F_{na} = A + 0,3 \cdot V$  – motion resistance force of the powertrain mechanisms,  $W = 10$  (for cars with front wheel drive and transverse engine configuration in the front),  $V$  – variable speed of motion (m/s),  $F_s = q \cdot n_s + B$  – engine resistance force [N],  $q = \frac{V_s}{0,2 \cdot P}$ ;  $V_s$  – engine swept volume in [dm<sup>3</sup>],  $P$  – engine power [kW],  $n_s = \frac{V \cdot i_b \cdot i_g}{2 \cdot \pi \cdot r_d}$  – engine speed [rpm],  $B = 10 \cdot \sqrt{V_s}$

The equations specified above were used to calculate the ‘substitute accelerations’ for the assumed, comparative dynamic driving test, the run of which is shown in Table 1 and in Fig. 5. The adaptation of the assumed motion parameters to engine performance was needed during the development of the test. In the considered case, the lower engine output power was generated by the engine fuelled with CNG (Fig. 6) and this very fact determined the run of the test. Hence, the data specified in Table 1 concern CNG fuelling; for

$P$  – moc silnika [kW]),  $n_s = \frac{V \cdot i_b \cdot i_g}{2 \cdot \pi \cdot r_d}$  – prędkość obrotowa

silnika [obr/s],  $B = 10 \cdot \sqrt{V_s}$ .

Powyższe równania użyto do obliczeń „przyspieszeń zastępczych” dla założonego porównawczego, dynamicznego testu jezdny, którego przebieg ujęto w tab. 1 i na rys. 5. Przy konstrukcji testu konieczne jest dostosowanie założonych parametrów ruchu do osiągnięć silnika. W rozpatrywanym przypadku mniejsze moce osiągał silnik zasilany gazem CNG (rys. 6) i właśnie ten fakt determinował przebieg testu. Stąd też dane zawarte w tab. 1 dotyczą zasilania gazem CNG, a dla zasilania benzyną wynikają z założenia, że w każdej fazie testu I – VI samochód przejeżdża tę samą drogę przy zasilaniu benzyną i gazem CNG. W ruchu na biegu I wykorzystywano 50% momentu maksymalnego charakterystyki szybkościowej silnika, a na biegach II i III wykorzystywano maksymalne momenty ujęte charakterystykami szybkościowymi dla zasilania benzyną i gazem CNG. Takich założenia skutkowały tym, że przyjęty zakres zmienności prędkości obrotowych dla zasilania CNG jest innym zakresem zmian prędkości obrotowych niż przy zasilaniu benzyną.

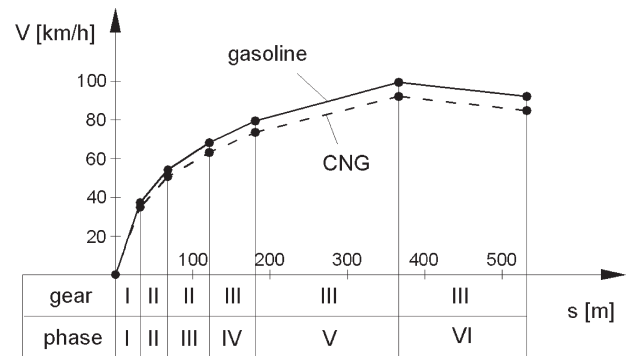


Fig. 5. Course of the test

Rys. 5. Przebieg testu

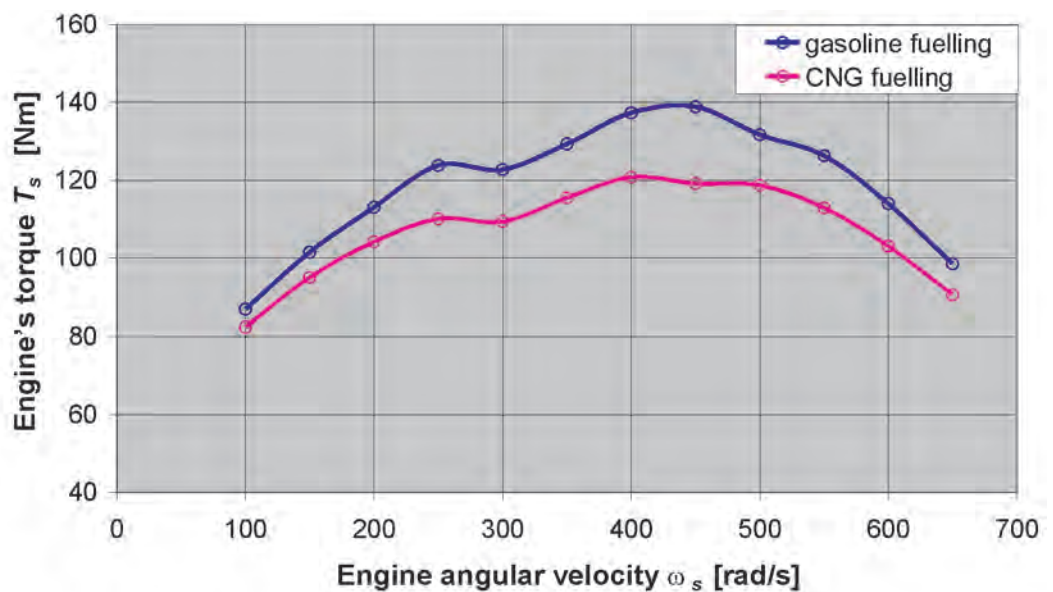


Fig. 6. Engine torque curves of the tested car for gasoline and CNG fuelling

Rys. 6. Charakterystyki szybkościowe silnika badanego samochodu przy zasilaniu benzyną i CNG

gasoline fuelling the data result from the assumption that in any phase of the test (I–VI) the car covers the same distance powered by both gasoline and CNG. In the motion in the 1<sup>st</sup> gear 50% maximum torque from engine torque curves was utilized, whereas in the 2<sup>nd</sup> and 3<sup>rd</sup> gears maximum torques formulated by torque curves for gasoline and CNG fuelling were utilized. Taking such assumptions resulted in that the assumed variability of the engine speed range for CNG fuelling was different than in the case of gasoline fuelling.

#### 4. Obtained results

Evaluating the obtained results one should remember that the engine of the tested car featured different torque curves for gasoline fuelling and CNG fuelling, which is why a significant difference in the dynamics of acceleration for those two fuels occurs.

In the next Fig. 7 and 8 variability of accelerations have been shown: real and substitute one, in the function of covered distance for gasoline and CNG fuelling.

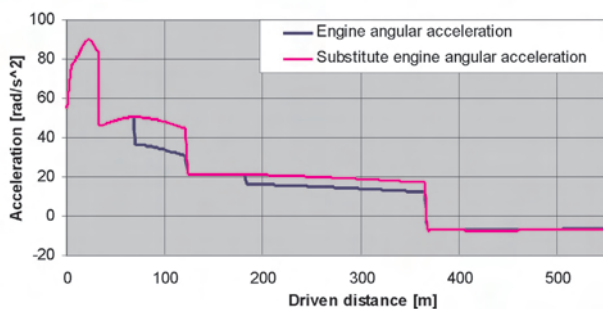


Fig. 7. Variability of acceleration in the function of covered distance for gasoline fuelling

Rys. 7. Zmienność przyspieszenia jako funkcja drogi dla zasilania benzyną

Comparing the diagrams shown in Fig. 7 and 8, one can notice significantly lower accelerations obtained in the case of CNG fuelling, which effected in longer times necessary to cover the assumed distance during individual phases of the test.

In Fig. 9 the courses of transient fuel consumption during the individual phases of the test for gasoline and CNG fuelling.

The emissions of exhaust gas components emitted during individual phases of the test should be considered as very important information. Such information can be obtained from the dynamic characteristics shown in Fig. 3 and 4. Similar data can be obtained for other exhaust gas components such as CO, HC and NO<sub>x</sub>, whose characteristics were elaborated similarly to those of CO<sub>2</sub>, but due to a limitation in size of the present paper have not been included. In Fig. 10 the emissions of CO<sub>2</sub> for gasoline and CNG fuelling for individual phases of the test have been shown.

Table 1. Course of the accomplished driving test for CNG fuelling

Tabela 1. Założenia do porównawczego, dynamicznego testu jezdnego przy zasilaniu CNG

Phase/faza	I	II	III	IV	V	VI
Gear/bieg	I	II	II	III	III	III
Climbing angle $\alpha$ [deg]/kąt	0	0	3	0	1,5	0
Maximum engine speed [rad/s]/maksymalna prędkość obrotowa silnika [rad/s]	500	400	500	400	500	calcul.
Covered distance [m]/przebyty dystans [m]	32.41	68.03	121.21	181.09	365.97	531.31

#### 4. Uzyskane wyniki

Oceniając uzyskane wyniki, należy pamiętać, że silnik badanego samochodu miał odmienne charakterystyki szybkościowe przy zasilaniu benzyną i gazem CNG, stąd znacząca różnica w dynamice rozpędzania dla tych dwóch paliw.

Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono zmienność przyspieszenia: rzeczywistego i zastępczego (wzór 8) w funkcji drogi dla zasilania benzyną i CNG.

Porównując wykresy zamieszczone na rys. 7 i 8, można zauważyć znacząco mniejsze przyspieszenia osiągnięte przy

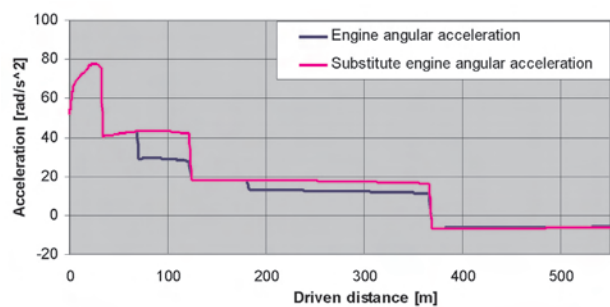


Fig. 8. Variability of acceleration in the function of covered distance for CNG fuelling

Rys. 8. Zmienność przyspieszenia jako funkcja drogi dla zasilania CNG

zasilaniu CNG, co skutkowało dłuższym czasem potrzebnym do osiągnięcia założonej drogi w poszczególnych fazach testu.

Na rysunku 9 uwidocznił przebiegi chwilowego zużycia paliwa przy realizacji poszczególnych faz testu dla zasilania benzyną i CNG.

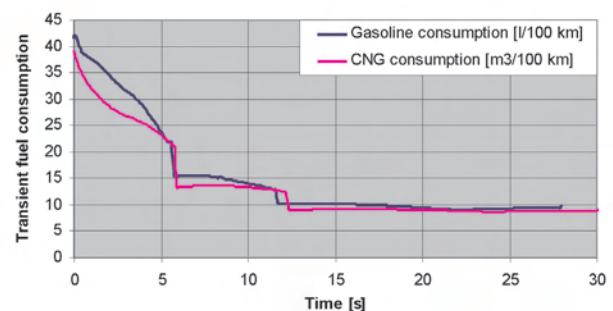


Fig. 9. Courses of transient gasoline and CNG consumption in the function of time

Rys. 9. Przebiegi chwilowego zużycia benzyny (w dm<sup>3</sup>/100 km) i gazu CNG (w m<sup>3</sup>/100 km) jako funkcja czasu

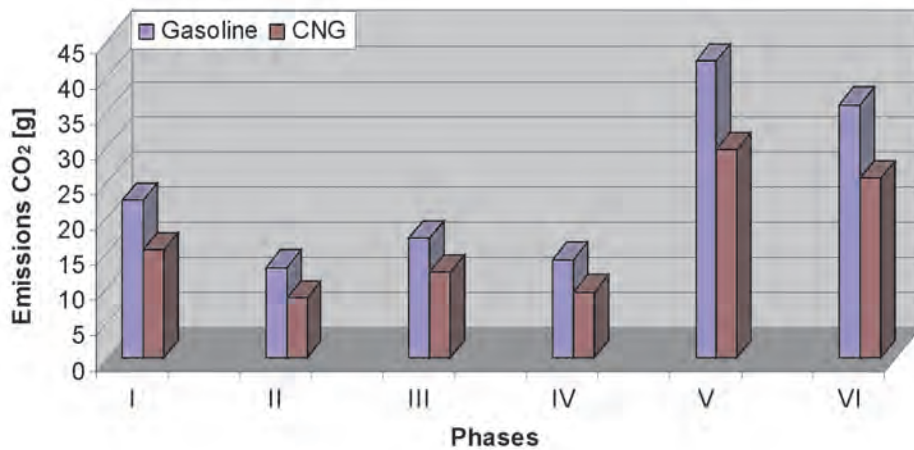


Fig. 10. CO<sub>2</sub> emissions for gasoline and CNG fuelling during individual phases of the test  
Rys. 10. Emisja CO<sub>2</sub> dla zasilania benzyną i gazem CNG w poszczególnych fazach testu

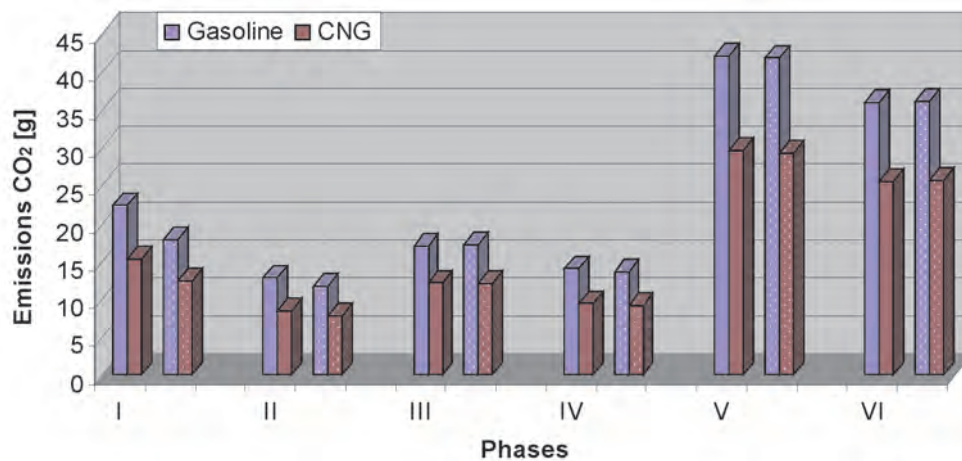


Fig. 11. CO<sub>2</sub> emissions during individual phases of the test. Dotted columns concern the case where accelerations were not taken into account

Rys. 11. Emisja CO<sub>2</sub> w poszczególnych fazach testu; kolumny kropkowane dotyczą braku uwzględniania przyspieszeń

The determining of the significance of the acceleration taken into account for the calculated data is another interesting issue analyzable with the use of the developed dynamic characteristics. Suitable computer simulations have been performed, where in one case only the speed profile of the prescribed test was taken into account, in the second case the full dynamic characteristics has been used (the data calculated in the function of speed and acceleration). Example results have been shown in the successive figures.

## 5. Summary

In the present paper the authors have proved that:

1. The developed dynamic characteristic can reflect all four main motion resistances and can serve as an effective tool for qualitative and quantitative analysis of fuel consumption and exhaust gas emissions for the assumed scenario of motion.

Za bardzo istotną należy uznać emisję składników spalin wydzielanych w poszczególnych fazach testu. Dane te można uzyskać z charakterystyk dynamicznych przedstawionych na rys. 3 i 4. Podobne dane można uzyskać dla innych składników spalin, takich jak CO, HC i NO<sub>x</sub>, których charakterystyki opracowano podobnie jak dla CO<sub>2</sub>, lecz nie zamieszczono w niniejszej publikacji. Na rysunku 10 przedstawiono emisję CO<sub>2</sub> przy zasilaniu benzyną i gazem CNG dla poszczególnych faz testu.

Ciekawym zagadnieniem do analizy za pomocą opracowanych charakterystyk dynamicznych jest określenie istotności uwzględniania przyspieszenia do obliczanych danych. Przeprowadzono symulacje komputerowe emisji związków toksycznych, w których w jednym przypadku uwzględniano jedynie profil prędkości zadanego testu, a w drugim – posługiwano się pełnymi charakterystykami dynamicznymi (obliczono dane jako funkcje prędkości i przyspieszeń

pojazdu). Na rysunkach 11 i 12 zestawiono przykładowe wyniki.

## 5. Podsumowanie

W niniejszej publikacji wykazano, że:

1. Opracowane charakterystyki dynamiczne mogą odzwierciedlać wszystkie cztery główne opory ruchu i być skutecznym narzędziem do analiz ilościowych i jakościowych zużycia paliwa i emisji składników spalin dla założonego scenariusza ruchu.
2. Uzyskano potwierdzenie korzyści ekologicznych [8] ze stosowania gazu CNG do napędu samochodu w postaci obniżonej emisji CO<sub>2</sub> w stosunku do zasilania benzyną dla wszystkich faz testu.
3. Można się spodziewać, że przy napędzie gazem CNG jako głównym paliwem (przy odpowiednim przygotowaniu

2. The authors have confirmed the ecological benefits of CNG fueling [8] in all the phases of the test (a reduced CO<sub>2</sub> emissions compared to gasoline).
3. It can be expected, that with CNG as the main fuel (after suitable engine modification) the dynamics of acceleration should be comparable with a car fuelled with gasoline and the ecological benefits shall remain on a similar level.
4. The methodology presented in the present paper can also be useful to analyze vehicle motion in various configurations of terrain and various assumed scenarios of traffic.
5. The calculations of exhaust gas emissions and fuel consumption based exclusively on the speed profile can lead to a significant error.

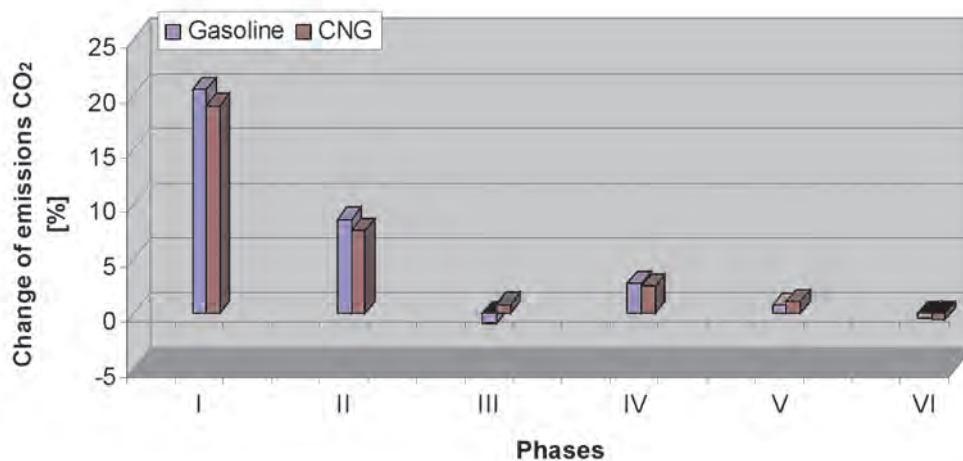


Fig. 12. The change of the calculated CO<sub>2</sub> emissions including and excluding the acceleration  
Rys. 12. Zmiana wyznaczonej emisji CO<sub>2</sub> przy uwzględnieniu i bez uwzględniania przyspieszenia

Artykuł recenzowany

silnika) dynamika rozpędzania nie będzie gorsza jak przy zasilaniu benzyną, a korzyści ekologiczne pozostaną na podobnym poziomie.

4. Przedstawiona w artykule metodyka postępowania może być przydatna do analiz ruchu pojazdów przy różnym ukształtowaniu terenu i różnych scenariuszach ruchu.
5. Opieranie obliczeń emisji składników spalin i zużycia paliwa jedynie na profilu prędkości prowadzi do istotnych błędów.

## Bibliography/Literatura

- [1] Brzozowski K., Romaniszyn K.M.: An effective method creating dynamic characteristics using drive tests. The Archive of Mechanical Engineering 4/2003, vol. L, s. 391-408.
- [2] Nowak A., Romaniszyn K.M.: Charakterystyki emisji zanieczyszczeń z samochodowych silników spalinowych w warunkach dynamicznych. Inżynieria Maszyn, vol. 8, z. 4, 2003.
- [3] Romaniszyn K. M.: Ocena błędów wynikających z posługiwania się aproksymowanymi charakterystykami dynamicznymi. Zeszyt Naukowy OBR BOSMAL nr 29 (III) 2005, s.15-25.
- [4] Romaniszyn K.M.: Właściwości dynamiczne i emisyjność składników spalin samochodów zasilanych alternatywnie benzyną i gazami LPG i CNG. WNT, Warszawa 2007.
- [5] Romaniszyn K.M.: Dynamika rozpędzania samochodu zasilanego benzyną i gazem CNG. Silniki Spalinowe 2/2006 (125), s. 67-73.
- [6] Romaniszyn K.M.: Ocena błędów wynikających z posługiwania się aproksymowanymi charakterystykami dynamicznymi. Zeszyt Naukowy OBR BOSMAL nr 29 (III) 2005, s.15-25.
- [7] Kończykowski W.: Odtwarzanie i analiza wypadku drogowego. SRTSiRD, Warszawa-Paryż 1993.
- [8] Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.
- [9] Prochowski L.: Mechanika Ruchu. Seria Pojazdy Samochodowe, WKiŁ, Warszawa 2005.

Mr. Kazimierz Romaniszyn, DSc, DEng. – professor in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

Dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn – profesor nadzwyczajny w Katedrze Silników i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.



Mr. Krzysztof Parczewski, DEng. – doctor in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Krzysztof Parczewski – adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.



Mr. Henryk Wnęk, DEng. – doctor in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Henryk Wnęk – adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.



PTNSS-2008-SS3-306

## New ship propulsion engines in production by HCP-Company

*Nowe silniki napędu okrętowego produkowane przez firmę H.Cegielski–Poznań SA*

The H. Cegielski Poznań SA (HCP) company from Greater Poland has been known on the home and foreign markets for over 168 years. For more than 50 years, it has been reckoned among companies possessing the MAN DIESEL A/S and Wärtsilä licences to manufacture, among other products, two-stroke engines. During that time, H.Cegielski Poznań SA has produced over 1500 engines totalling to 13,800,000 kW<sup>1)</sup>.

In recent months the company has joined the group of manufacturers producing the electronically-controlled en-

Wielkopolska firma H.Cegielski–Poznań SA (HCP) jest znana na rynku krajowym i zagranicznym od ponad 168 lat. Od ponad 50. lat jest w gronie kilkunastu firm mających licencje MAN DIESEL A/S i Wärtsilä na produkcję między innymi silników dwusuwowych. W tym czasie zakład wyprodukował ponad 1500 silników o łącznej mocy 13 800 000 kW.

W ostatnich miesiącach 2008 r. firma dołączyła do grona producentów silników elektronicznych. Dnia 11 lipca 2007 odbyła się próba zdawcza pierwszego z kilku zamówionych



gines. On July 11, 2007, the first of a few 7RT-flex50-B-type engines ordered by Wärtsilä was the subject of the delivery test. It is a 7-cylinder engine rating a power of 11 620 kW

przez firmę Wärtsilä silników typu 7RT flex50-B. Jest to silnik 7-cylindrowy o mocy 11620 kW (1660 kW/cyl.), 124 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym 20 bar. Typową dla silnika „mechanicznego” konfigurację pomp wtryskowych paliwa i napędu zaworów za pośrednictwem wału rozrządu i przekładni zębatej zastąpiono układem pomp zasilających w zespole zasilania i szyną *common rail* (ciśnienie

<sup>1)</sup> More information about marine engines production in HCP can be found in the Combustion Engines Magazine (Silniki Spalinowe) No.: 1/2004 (118) and 3/2006 (126).

(1660 kW/cyl.), engine speed of 124 rpm and mean effective pressure of 20 bar. The configuration, typical for “mechanical” engine with fuel injection pumps and valve drives by camshaft and gear transmission is replaced by a compact set of supply pumps in the supply unit and the common rail (pressure inside the rail 1000 bar) with the integrated electronic system of WECS-9520 type (Wärtsilä Engine Control System). All functions on the engine including fuel injection, exhaust valve drives, the timing of the injection and more are fully under electronic control.



On January 7, 2008, a 7S60ME-C engine manufactured under the MAN DIESEL A/S licence was put to delivery test in Poznań. It is a 7-cylinder engine rating a power of 15,820 kW at 105 rpm and mean effective pressure of 19.0 bar. The engine is intended for the propulsion of a car carrier (6000 cars) built at Stocznia Gdynia SA for Mr. Rami Ungar – Shipowner (it is a continuation of the series on which the 7S60MC-C engine was used previously; the Shipyard has ordered so far eleven ME-C engines plus one in option). The ME engine concept consists of a hydraulic-mechanical system for activation of the fuel injection and the exhaust valves. The actuators are electronically controlled by a number of control units forming the complete Engine Control System. The fuel pressure booster consists of a simple plunger powered by a hydraulic piston activated by oil pressure. The oil pressure is controlled by an electronically-controlled proportional valve. The exhaust valve is opened hydraulically, just as on the MC-series engines, but the camshaft-driven mechanical actuator is replaced by a two-stage exhaust valve actuator activated by the control oil from an electronically-controlled proportional valve.

wewnątrz szyny wynosi 1000 barów) wraz z zintegrowanym układem elektronicznym typu WECS-9520 (układ sterowania silnikiem firmy Wärtsilä). Wszystkie działania w silniku, w tym wtrysk paliwa, napęd zaworów wydechowych, rozrząd i inne są sterowane w pełni elektronicznie.

7 stycznia 2008 r. odbyła się w Poznaniu próba zdawcza produkowanego na licencji MAN DIESEL A/S silnika 7S60ME-C. Jest to silnik 7-cylindrowy o mocy 15820 kW, 105 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym 19.0 bar. Silnik ten jest przeznaczony do napędu *car carrier* (6000 cars) bu-

dowanego w Stoczni Gdynia SA dla armatora Rami Ungar (jest to kontynuacja serii, na których poprzednio był stosowany silnik 7S60MC-C; stocznia zamówiła dotychczas 11 silników ME-C plus 1 w opcji).

W koncepcji silników ME występuje układ hydrauliczno-mechaniczny do aktywowania wtrysku paliwa i zaworów wydechowych. Aktuatorami steruje elektronicznie wiele zespołów tworzących kompletny Układ Sterowania Silnikiem. Pompa paliwowa składa się z prostego tłoka napędzanego tłokiem hydraulicznym uruchamianym pod wpływem ciśnienia oleju, którym steruje elektroniczny zawór proporcjonalny. Zawór wydechowy jest otwierany

hydraulicznie, podobnie jak w silnikach MC, ale mechaniczny aktuator napędzany przez wał rozrządu zastąpiono dwustopniowym mechanizmem napędu zaworu wydechowego, aktywowanym olejem sterującym z elektronicznego zaworu proporcjonalnego.

Zalety silników typu ME i flex:

- mniejsze jednostkowe zużycie paliwa i lepsze parametry pracy dzięki zmiennemu, elektronicznie sterowanemu rozrządowi wtrysku paliwa i zaworów wydechowych przy dowolnym obciążeniu,
- polepszona charakterystyka emisji spalin, z niższą emisją  $\text{NO}_x$  i pracą bez dymu,
- przystosowanie do różnych trybów pracy,
- korzyści w odniesieniu do kosztów eksploatacyjnych i wymagań w zakresie konserwacji,
- możliwa mniejsza prędkość obrotowa manewrowa,
- niewielkie zmniejszenie ciężaru silnika w porównaniu z silnikami „mechanicznymi”.

Firma H. Cegielski-Poznań S.A. jest przygotowana do produkcji pełnego typoszeregu silników, zarówno konstrukcji Wärtsilä, jak i MAN DIESEL A/S. Ograniczenia produkcyjne, które występują w firmie sprowadzają się do transportu

The advantages of the ME-series and flex engines are:

- Lower SFOC (Specific Fuel Oil Consumption) and better performance parameters thanks to variable electronically-controlled timing of fuel injection and exhaust valve at any load.
- Improved emission characteristics, with lower  $\text{NO}_x$  and smokeless operation.
- Adaptation to different operating modes.
- Benefits in terms of operating costs, maintenance requirement.
- Lower speeds are possible for manoeuvring.
- Slight reduction of engine mass, compared to “mechanical” engines.

H. Cegielski Poznań S.A. is able to manufacture the full series of engine types, designed both by Wärtsilä and MAN DIESEL A/S. Production limits occurring in the company boil down to the transportation of large engine components, lifting capacity of overhead cranes, as well as possibility to carry away tested engine heat. HCP can manufacture engines of 820 mm bore and 31,000 kW power. At present the engine 7K80MC-C (24 engines have been made until now) with an increased power of 26,270 kW is the biggest engine produced by the company.

H. Cegielski Poznań SA's scope of production is not limited only to the manufacture of two-stroke engines intended for ship propulsion. At the turn of the 1980s the company delivered to the Greek Islands a number of power-plants with stationary engines produced under the Wärtsilä (former Sulzer) license. Now, the company is performing the contract for the delivery of a power plant of 4520 kW to Brake in Germany (except for building, the delivery includes engine, generator, all plant equipment, fittings, pipes). The driving unit is a 7L35MC-S engine ( $N_e = 4520$  kW at 214.3 rpm) under the MAN DIESEL license. It is the first power plant in the world, where a two-stroke engine will be operating on crude palm oil. The requirement for operation on bio-fuel made it necessary to implement modifications both in materials used for the production of engine elements having contact with that fuel oil, and in engine design (fuel pump, camshaft).

wielkogabarytowych komponentów silnika, udźwigu suwnic oraz możliwości odprowadzenia ciepła hamowanego silnika. HCP może produkować silniki do średnicy 820 mm i mocy 31 000 kW. Obecnie największym produkowanym przez firmę jest silnik 7K80MC-C (wyprodukowano dotychczas 24 silniki) o podniesionej mocy 26 270 kW.

Zakres produkcji HCP nie ogranicza się tylko do silników dwusuwowych napędu głównego statków. Na przełomie lat 80. i 90. XX wieku firma dostarczyła na Wyspy Greckie wiele siłowni wyposażonych w silniki stacjonarne produkowane na licencji firmy Wärtsilä (dawniej Sulzer). Obecnie firma realizuje kontrakt na dostawę siłowni o mocy 4520 kW do Brake w Niemczech (z wyjątkiem budynku dostawa obejmuje silnik, prądnicę, całe wyposażenie siłowni, osprzęt, rury). Jednostka napędowa



to silnik 7L35MC-S ( $N_e = 4520$  kW przy 214,3 obr/min) na licencji firmy MAN DIESEL. To pierwsza na świecie siłownia, w której silnik dwusuwowy będzie pracował na surowym oleju palmowym. Z powodu wymogu dotyczącego pracy na biopaliwie konieczne stało się wprowadzenie zmian zarówno w materiałach stosowanych do produkcji elementów silnika, mających styczność z tym paliwem, jak również w konstrukcji silnika (pompa paliwowa, wał rozrządu).

Mr. Zbigniew Wojtyto, MEng. – Chief Specialist Engineering Centre of Marine Engine Factory at H. Cegielski-Poznan SA.

Mgr inż. Zbigniew Wojtyto – główny specjalista biura konstrukcyjnego Fabryki Silników Okrętowych w H. Cegielski-Poznań SA.



## Aktualności

### Silniki o ZI

#### Nowe silniki Hyundai

Koncern Hyundai przedstawił nowy sześciocylindrowy silnik o nazwie Lambda; jest to jednostka w układzie V, przeznaczona do modelu Genesis Coupe. Silnik oznaczony symbolem RS będzie wytwarzać moc 310 KM (228 kW), a jego maksymalny moment obrotowy wyniesie 360 N·m.

Ze względu na przeznaczenie silnika do modelu typu Coupe – z nisko przebiegającą pokrywą silnika, wystąpiła konieczność zmniejszenia gabarytów jednostki napędowej. Przeprojektowano kanały: dolotowe, tak aby wykorzystał efekt rezonansu w doładowaniu dynamicznym, i wylotowe; dzięki temu udało się obniżyć silnik o ok. 5 cm.



Przy okazji powiększono przepustnicę, by zwiększyć osiągi silnika. Usztywniono blok silnika, by mógł przenieść większe obciążenia mechaniczne i cieplne. Poprawiono chłodzenie cylindrów. System zmiennych faz rozrządu zoptymalizowano do bardziej dynamicznej jazdy.

Silnik zadebiutuje na rynku wiosną 2009 r.

Oprac. na podst. [www.aei.com](http://www.aei.com)

Koncern Hyundai Kia przedstawił także inny silnik własnej konstrukcji. Jest to 4-cylindrowa jednostka w całości wykonana z aluminium przeznaczona do najmniejszych modeli Hyundai. Mniejszy silnik 1,2 dm<sup>3</sup> (59 kW/80 KM) przeznaczony jest na rynek indyjski, gdzie Hyundai od października 2007 r. produkuje i sprzedaje swoje samochody. Drugą wersję o pojemności 1,25 dm<sup>3</sup> (57 kW/77 KM) przewidziano dla Europy, gdzie silnik musi spełnić bardziej rygorystyczne normy emisyjne.

Obie wersje są wyposażone w 16-zaworowy rozrząd z hydrauliczną regulacją luzów zaworów i dłuższe świece zapłonowe, które umożliwiły zwiększenie przekroju kanałów chłodzących w najbardziej narażonych miejscach głowicy cylindrów. Konstrukcję, materiały i wykończenie powierzchni ruchomych elementów wybrano tak, by obniżyć straty tarcia. Rozwiązaniem mającym obniżyć hałas i zużycie paliwa jest nachylenie pierścieni tłoka, które nie są ustawione

równolegle do wału korbowego. W ten sposób udało się zminimalizować zmiany sił bocznych na tłok. Nowy silnik sterowany jest dwoma 16-bitowymi mikroprocesorami pracującymi z szybkością 32 MHz.

Produkcja nowego silnika rozpoczęła się w Korei. Planuje się wyprodukować 250 tys. jednostek rocznie.



Oprac. na podst. [www.hyundai-motor.com](http://www.hyundai-motor.com)

#### Silnik General Motors 1,4 dm<sup>3</sup> z turbodoładowaniem

Nowy silnik General Motors o pojemności 1,4 dm<sup>3</sup> będzie w Michigan produkowany w dwóch wersjach. Odmiana wolnossąca wytwarzająca moc maksymalną 74 kW (101 KM) będzie montowana np. w przygotowywanym pojeździe hybrydowym Chevrolet Volt. W tym modelu silnik napędzać będzie generator energii elektrycznej. Turbodoładowana wersja rozwija moc 104 kW (141 KM).



Nowa jednostka napędowa oznacza zasadniczą zmianę w filozofii amerykańskiego producenta, który dotychczas nie stosował koncepcji *downsizingu*.

Do roku 2011 General Motors planuje dwukrotne zwiększenie sprzedaży małych 4-cylindrowych jednostek, z czego ponad połowa powinna trafić na rynek północnoamerykański. Fabryka produkująca nowe 4-cylindrowe silniki powstanie kosztem 370 milionów dolarów. Budowa rozpocznie się w najbliższym czasie, produkcja ma się rozpocząć w 2010 r. Oba silniki będą częścią nowej globalnej rodziny jednostek GM. Opel już wcześniej zapowiedział, że dla swoich modeli przygotowuje doładowaną jednostkę 1,4 dm<sup>3</sup> o mocy 88–104 kW (120–141 KM).

Oprac. na podst. [www.gm.com](http://www.gm.com)

### Nowy silnik 3,0 dm<sup>3</sup> typu TFSI

Pierwsza generacja samochodu Audi S4 napędzana była silnikiem 2,7 V6 (195 kW/265 KM) z dwoma turbosprężarkami i pięcioma zaworami na cylinder; w drugiej i trzeciej generacji (B6 i B7) stosowano wolnossący silnik 4,2 dm<sup>3</sup> V8 o mocy 253 kW (344 KM). Obecnie ośmiocylindrowy silnik wolnossący zastąpiła jednostka V6 z doładowaniem. Jest to nowy silnik 3,0 TFSI ze sprężarką mechaniczną.

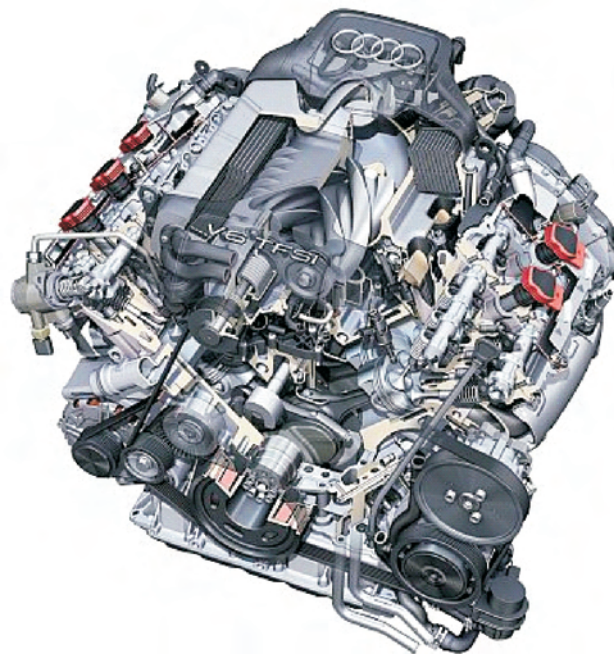


Nowa jednostka napędowa została wyposażona w bezpośredni wtrysk paliwa i sprężarkę Rootsa. Według Audi wybrane rozwiązanie jest lepsze pod względem osiągniętej mocy i reakcji silnika na zmianę obciążenia od silnika z zainstalowanymi dwoma turbosprężarkami. Sprężarka Rootsa jest kompaktowa, co umożliwiło jej zamontowanie pomiędzy rzędami cylindrów, których kąt rozwarcia wynosi 90°. Para obracających się 4-skrzydłowych wirników osiąga prędkość do 23 000 obr/min. Wirniki są w stanie przetłaczać w przeciągu godziny 1000 kg powietrza, które do komór spalania dostaje się pod ciśnieniem do 0,8 bar.

Z obudową sprężarki zintegrowano zestaw dwóch aluminiowych chłodnic powietrza doładowanego (intercoolerów) woda–powietrze i powietrze–powietrze, które podłączone są do samodzielnego obwodu chłodzenia. Rozbudowany system rozwiązań przeciwdrganiowych ogranicza do minimum typowy dźwięk sprężarki mechanicznej.

Moc silnika 245 kW (333 KM) osiągana jest w zakresie 5500–7000 obr/min, natomiast maksymalny moment

obrotowy 440 N·m dostępny jest w zakresie 2500–4850 obr/min ( $N_1 = 81,7 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 1,84 \text{ MPa}$ ). Z porównania do poprzedniej jednostki V8 wynika, że nowy silnik przy mniejszej o 28% pojemności skokowej ma zaledwie o 3% mniejszą moc (o 8 kW/11 KM). Natomiast przebiegowe zużycie paliwa w cyklu mieszanym zmniejszyło się do 9,7 dm<sup>3</sup>/100 km. Oznacza to oszczędność 3,4 dm<sup>3</sup>, czyli 26%.



Oprac. na podst. [www.audi.com](http://www.audi.com)

### Silnik 1,4 TSI w wersji sportowej

Podczas październikowego salonu samochodowego w Paryżu hiszpańska firma Seat zaprezentowała nową generację samochodu Ibiza Cupra. Jest to model o charakterze sportowym, który wyposażono w bardziej wysiloną wersję znanego już silnika Volkswagen 1,4 TSI. Charakteryzuje się on podwójnym doładowaniem. Jest produkowany w wielu wersjach różniących się osiągnięciami i stosowany w wielu modelach marek Audi, Seat, Skoda i Volkswagen.



Najnowsza wersja tego silnika ma dotychczasową pojemność skokową 1390 cm<sup>3</sup>, ale osiąga moc maksymalną 132

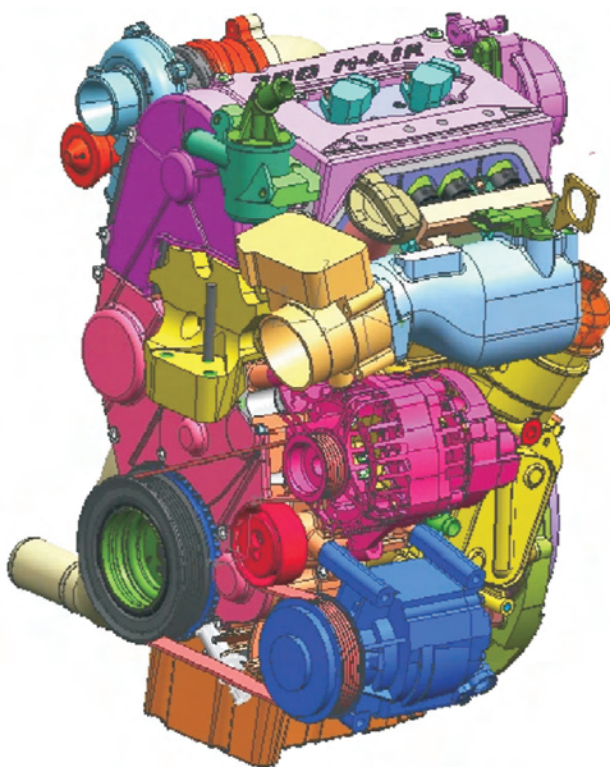
kW przy 6200 obr/min. Silnik rozwija maksymalny moment obrotowy 250 N·m, który w przedziale prędkości obrotowej 1750–4500 obr/min ma prawie stałą wartość ( $N_e = 180 \text{ KM}$ ,  $N_1 = 95 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 2,26 \text{ MPa}$ ).

Samochód Ibiza Cupra jest aktualnie w trakcie badań homologacyjnych, ale producent opublikował już przewidywane dane eksploatacyjne. Mimo stosunkowo dużych osiągnięć pojazdu, zużycie paliwa w cyklu mieszanym nie powinno przekroczyć 6,7 dm<sup>3</sup> na 100 kilometrów, a poziom emisji dwutlenku węgla został ograniczony do 159 g/km.

Oprac. na podst. [www.seat.es](http://www.seat.es)

### Nowy silnik Fiata Topolino

Fiat chce produkować w Serbii tani model samochodu z dwucylindrowym silnikiem benzynowym przeznaczony na rozwijające się rynki. W serbskiej fabryce Fiata od 2010 r. rozpocznie się produkcja małego modelu Topolino, który będzie powstawał na platformie Fiata 500. Ponownie w nowym modelu wykorzystany będzie dwucylindrowy silnik benzynowy. Będzie to zupełnie nowa jednostka. Nowy turbodoładowany silnik o pojemności skokowej 0,9 dm<sup>3</sup> będzie rozwijał moc 74 kW (100 KM,  $N_1 = 111 \text{ kW/dm}^3$ ), a emisja CO<sub>2</sub> nie przekroczy 100 g/km.

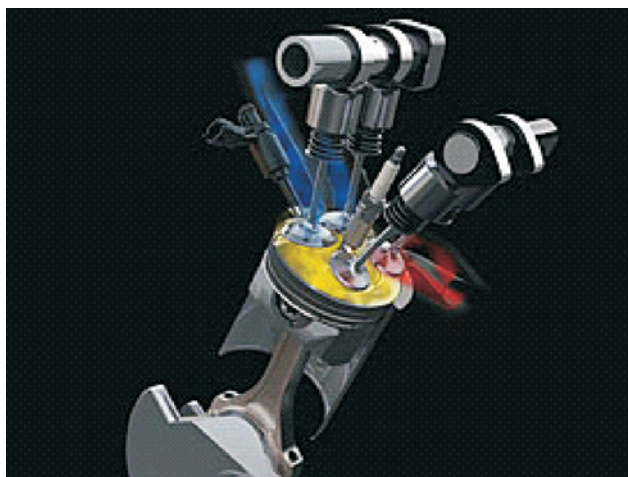


Fiat chce wykorzystać możliwości produkcyjne zakładów, w których wytwarzano samochodu Zastava. Obecnie Włosi mają 70% udziałów w tej fabryce i chcą zainwestować ponad 700 mln euro. W ostatnich latach wzrosło zainteresowanie klientów małymi samochodami, a duży sukces rynkowy odniósł Fiat 500, pozyskując aż 50% nowych użytkowników od innych marek.

Oprac. na podst. [www.fiat.com](http://www.fiat.com)

### Ford 1,6 EcoBoost Turbo

Nowy silnik Forda zbudowano zgodnie z zasadami *down-sizingu* silników benzynowych. W porównaniu do silników wolnossących o podobnej mocy silnik 1,6 EcoBoost Turbo cechować będzie mniejsze o 20% przebiegowe zużycie paliwa i mniejsza o 15% emisja CO<sub>2</sub>.



Ford EcoBoost będzie "benzynową odpowiedzią" na oszczędne turbodiesle EOnetic. Produkcja w Bridgend pokrywa szeroką gamę silników: od 4-cylindrowego 1,25 dm<sup>3</sup> Duratec po rzędowy 6-cylindrowy 3,2 dm<sup>3</sup> oraz przeznaczoną dla Volvo 8-cylindrową jednostkę o pojemności 4,4 dm<sup>3</sup>. W przeciągu ostatnich pięciu lat Ford zainwestował w produkcję tych silników 315 mln funtów, a liczba zatrudnionych przekroczyła w tym roku 2000 osób. Po rozpoczęciu produkcji silnika 1,6 EcoBoost Turbo rocznie powstawać tu będzie prawie milion jednostek napędowych.

Oprac. na podst. [www.mojeauto.com](http://www.mojeauto.com)

### Technologia wyłączenia silnika według Mazdy

Mazda opracowała system wyłączenia silnika podczas postoju, który włącza ponownie silnik, wtryskując paliwo bezpośrednio do cylindrów, gdy silnik nie pracuje, i zapala je, aby wymusić ruch tłoków.



System SISS (*Smart Idle Stop System*) zastosowany w silniku z bezpośrednim wtryskiem benzyny umożliwił szybkie i ciche ponowne uruchamianie oraz mniejsze o 9% przebiegowe zużycie paliwa (tryb mieszany). System ten, ukazujący możliwości Działu Badań i Rozwoju Mazdy w zakresie rozwoju alternatywnych, przyjaznych dla środowiska technologii, będzie początkowo dostępny w Japonii i Europie, a później także na pozostałych rynkach światowych.

Powszechnie wiadomo, że zużycie paliwa nadmiernie wzrasta, gdy pojazdy są zatrzymywane na skrzyżowaniach lub w korkach ulicznych. Wyłączenie silnika w tych sytuacjach zmniejsza zużycie paliwa oraz emisję CO<sub>2</sub>. Proponowany system powoduje zmniejszenie zużycia paliwa przez automatyczne wyłączenie silnika po zatrzymaniu samochodu i automatyczne uruchomienie go, kiedy kierowca naciska pedał przyspieszenia. System nie tylko przyczynia się do oszczędności paliwa, ale szybciej i ciszej uruchamia silnik niż tradycyjny system rozruchowy.

Aby osiągnąć kompromis pomiędzy oszczędnością paliwa wynikającą z wyłączenia silnika a skróceniem czasu jego ponownego uruchamiania, Mazda zdecydowała się zastosować nową metodę uruchamiania, która wykorzystuje silnik elektryczny tylko na samym początku procesu uruchamiania silnika, obok energii wynikającej ze spalania paliwa. W tym przypadku silnik elektryczny wykorzystywany jest wyłącznie do pomocy w czasie ponownego uruchamiania zimnego silnika.

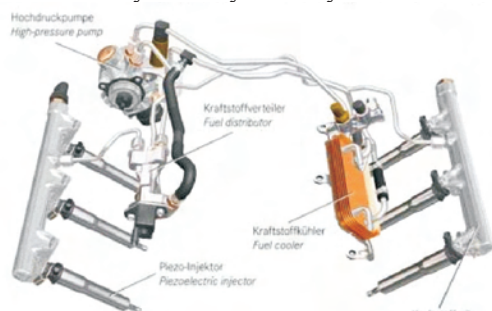
Mazda oferuje obecnie na rynku japońskim silniki wolnossące 2.0 DISI (*Direct Injection Spark Ignition*) z bezpośrednim wtryskiem benzyny do cylindrów o mocy maksymalnej 111 kW (151 KM) przy 6200 obr/min rozwijające moment obrotowy 193 N·m przy 4000 obr/min ( $N_1 = 55 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 1,21 \text{ MPa}$ ); system SISS najpierw znajdzie zastosowanie w jednostkach przeznaczonych na ten rynek.

Mazda jest przekonana, że bezpośredni wtrysk to skuteczna metoda obniżania zużycia paliwa silników spalinyowych. Jednoczesne stosowanie systemu SISS z bezpośrednim wtryskiem paliwa wymaga relatywnie niewielkich zmian modułu sterowania silnikiem i zastosowania bardziej zaawansowanego czujnika kąta obrotu wału korbowego.

Oprac. na podst. [www.aei.com](http://www.aei.com)

### Mercedes-Benz C 350 CGI BlueEFFICIENCY

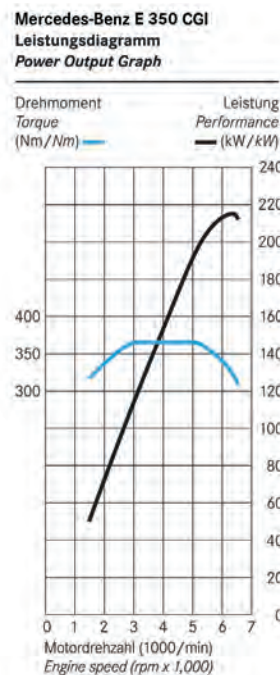
Mercedes-Benz zaprezentował już czwartą wersję silnika BlueEFFICIENCY. C 350 CGI BlueEFFICIENCY wyposażona została w 6-cylindrowy widlasty silnik wolnossący o



pojemności skokowej 3,498 dm<sup>3</sup>. Jednostka znana jest z modelu CLS i została wyposażona w nową technologię wtrysku paliwa. Silnik korzysta z wtryskiwaczy piezoelektrycznych, dzięki którym paliwo można lepiej dawkować i wtryskiwać kilkakrotnie w czasie jednego cyklu. Pompa paliwowa doprowadza benzynę pod ciśnieniem do 200 bar, co jest o ok. 50 razy więcej niż przy zwykłym wtrysku punktowym. Zastosowano przy tym duży stopień sprężania 12,2.

Silnik w C 350 CGI rozwija moc maksymalną 215 kW (292 KM) przy 6400 obr/min (o 15 kW/20 KM więcej niż w zwykłym C 350), podczas gdy przebiegowe zużycie paliwa dzięki wykorzystaniu pozostałych elementów BlueEFFICIENCY zmniejszyło się w cyklu mieszanym o 14% (8,3 dm<sup>3</sup>/100 km). Silnik może pracować na 95-oktanowej benzynie. Jednostka spełnia normę emisji Euro V. Poprawiły się również właściwości dynamiczne, ponieważ wraz z większą mocą o 15 kW zwiększył się również moment obrotowy do 365 N·m w zakresie 3000–5100 obr/min ( $N_1 = 61,4 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 1,31 \text{ MPa}$ ).

Oprac. na podst. [www.aei.com](http://www.aei.com)



### Nowy silnik BMW

Koncern BMW będzie kolejnym niemieckim producentem (oprócz Porsche), który zamierza opracować wysokodoladowany silnik czterocylindrowy. Plany takie ujawnił dyrektor zarządzający północnoamerykańskim ośrodkiem BMW, Jim O'Donnell w wywiadzie prasowym. Potwierdził on informację, że nowa jednostka jest obecnie w fazie badań rozwojowych. Przewiduje się przy tym, że silnik ten będzie rozwijał większą moc, uzyskując większą sprawność w warunkach przyspieszenia niż obecne silniki sześciocylindrowe. Przy okazji zmniejszy się emisja spalin i przebiegowe zużycie paliwa. Silnik będzie montowany w samochodach sprzedawanych na rynkach europejskich.

Oprac. na podst. [www.businessweek.com](http://www.businessweek.com)

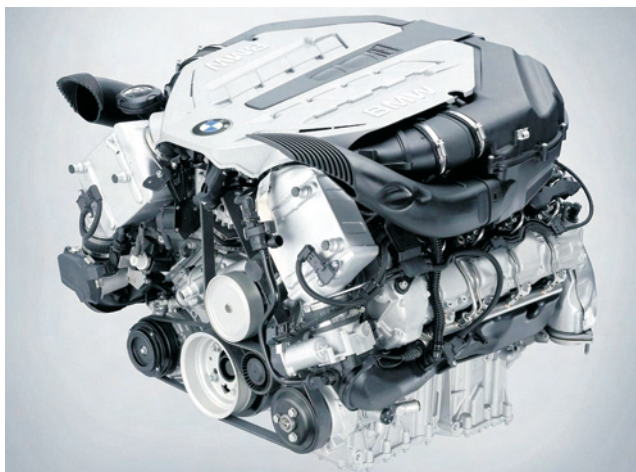
### Nowe silniki BMW dla samochodów serii 7

Do sprzedaży wchodzi nowa generacja samochodów BMW serii 7. Dwa największe modele tej rodziny pojazdów: 750i oraz 740i zostały wyposażone w nowe jednostki napędowe opracowane w ramach firmowego proekologicznego programu EfficientDynamics.

Do modelu 750 przewidziano silnik w układzie V8 o pojemności skokowej 4,4 dm<sup>3</sup>. W silniku tym zastosowano bezpośredni wtrysk paliwa drugiej generacji określany skrótem HPI (*High Precision Injection*, koncepcja tego systemu pochodzi od grupy PSA, z którą BMW współpracuje).

W silnikach tych piezoelektryczne wtryskiwacze precyzyjnie dawkuje paliwo w pobliże świec zapłonowych (pod ciśnieniem 200 bar). Takie rozwiązanie jest korzystne pod względem ekologicznym oraz ogranicza hałaśliwość silnika.

Innym nowym rozwiązaniem jest układ Twin Turbo. Każda z dwóch turbosprężarek zasila powietrzem (przez chłodnicę) jeden rząd cylindrów. Turbosprężarki oraz katalizatory umieszczono w przestrzeni między dwoma rzędami cylindrów. W układzie rozrządu wprowadzono system Double Vanos, który realizuje zmiany faz zaworów dolotowych i wylotowych. Moc maksymalna wynosi 300 kW i jest rozwijana przy 5500 obr/min ( $N_e = 50 \text{ kW/dm}^3$ ).



Samochód BMW 740i otrzymał nowy rzędowy silnik o sześciu cylindrach, a jego pojemność skokowa wynosi  $3,0 \text{ dm}^3$ . W tym silniku zastosowano te same rozwiązania, które opisano powyżej, a więc system wtrysku HPI oraz układ Twin Turbo. Moc maksymalna wynosi 240 kW, czyli jest o 15 kW większa od mocy poprzedniego silnika o tej pojemności ( $N_e = 326 \text{ KM}$ ,  $N_l = 80 \text{ kW/dm}^3$ ).

Oba silniki spełniają już wymagania ekologiczne normy Euro 5. Eksploatacja większego modelu serii 7 łączy się ze średnią emisją  $\text{CO}_2$  na poziomie  $266 \text{ g/km}$ , natomiast dla modelu 740i emisja  $\text{CO}_2$  wynosi  $232 \text{ g/km}$ .

Oprac. na podst. [www.bmw.de](http://www.bmw.de)

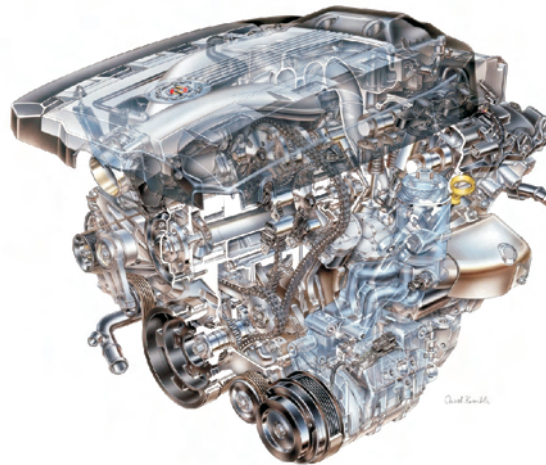
### Cadillac z bezpośrednim wtryskiem

Na europejskie rynki wchodzi obecnie druga generacja luksusowego samochodu Cadillac CTS. Oferowane będą dwie wersje silnikowe tego pojazdu. Oba wolnossące silniki wykonano w układzie V6, przy czym wersja podstawowa ma pojemność skokową  $2,8 \text{ dm}^3$ , natomiast wersja wzmocniona –  $3,6 \text{ dm}^3$ .

Większy silnik ma oznaczenie LLT i wyróżnia się wprowadzeniem bezpośredniego wysokociśnieniowego wtrysku benzyny. Średnica cylindra wynosi 94 mm, a skok tłoka 85,6 mm. Kadłub i głowice wykonano ze stopu aluminium. W każdej głowicy umieszczono dwa wałki rozrządu i zastosowano układ zmiany faz rozrządu (VVT), a przepływem ładunku sterują cztery zawory w każdym cylindrze.

Przy stopniu sprężania wynoszącym 11,2 silnik rozwija moc 227 kW przy 6400 obr/min. Maksymalna wartość mo-

mentu obrotowego wynosi  $374 \text{ N}\cdot\text{m}$  i jest osiągana przy 5200 obr/min ( $N_e = 303 \text{ KM}$ ,  $N_l = 63 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\text{max}} = 1,31 \text{ MPa}$ ). Napęd na koła tylne przenoszony jest przez sześciobiegową automatyczną skrzynię przekładniową typu Hydra-Matic 6L50, zablokowaną z silnikiem.



Oprac. na podst. [www.gm.com](http://www.gm.com)

### Silniki o ZS

#### Hyundai-Kia Diesel

Koreański koncern Hyundai-Kia opracował dwa nowe silniki o zapłonie samoczynnym, które mają w niedługim czasie zdobyć zagraniczne rynki.

Dwie nowe jednostki o pojemnościach 2,0 i 2,2  $\text{dm}^3$  powstały na bazie silnika R-Engine. Zostały one wyposażone w turbosprężarki VGT i są sterowane elektronicznie. Dzięki zaawansowanemu systemowi sterowania silnika z pojemności skokowej 2,0  $\text{dm}^3$  uzyskano 184 KM oraz maksymalny moment obrotowy  $392 \text{ N}\cdot\text{m}$  ( $N_e = 135 \text{ kW}$ ,  $N_l = 67,7 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\text{max}} = 2,46 \text{ MPa}$ ). Jednostka o pojemności 2,2  $\text{dm}^3$  osiąga moc 200 KM oraz moment obrotowy  $436 \text{ N}\cdot\text{m}$  ( $N_e = 147 \text{ kW}$ ,  $N_l = 66,8 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\text{max}} = 2,49 \text{ MPa}$ ). Producent zapowiada, że produkowane silniki będą bardzo konkurencyjne w stosunku do silników europejskich. Poziom hałasu i wibracji zredukowano do minimum.



Zanim R-Engine posłużył jako baza do stworzenia nowych silników był testowany przez 42 miesiące w ekstremalnych warunkach. Pierwsze modele wyposażone w te silniki pojawią się w 2009 r.

Oprac. na podst. [www.aei.com](http://www.aei.com)

### Nowy turbodiesel U2

W roku 2005 grupa Hyundai-Kia zaprezentowała nowoczesną gamę jednostek wysokoprężnych (3- i 4-cylindrowych). Nowy silnik o pojemności skokowej 1,582 dm<sup>3</sup> wyposażono w system wtrysku common rail nowej generacji pracujący z ciśnieniem 1600 bar. Kluczowymi czynnikami umożliwiającymi osiągnięcie dużej mocy i obniżenie emisji spalin była optymalizacja kształtu komór spalania i turbosprężarki VGT, zastosowanie elektronicznie sterowanej recyrkulacji spalin oraz systemu kierowanego wirowania powietrza w cylindrach. Wersja standardowa spełnia normę emisyjną Euro 4, natomiast odmiana z filtrem cząstek stałych – normę Euro 5.



Nowy silnik produkowany będzie w indyjskim zakładzie firmy Hyundai w Chennai. Silnik osiąga moc maksymalną 92 kW (125 KM) przy 4000 obr/min, a maksimum momentu obrotowego 260 N·m dostępne jest w zakresie 1900–2750 obr/min; już przy 1500 obr/min silnik dostarcza 90% momentu obrotowego ( $N_1 = 58,3 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 2,07 \text{ MPa}$ ).

Nowy silnik U2, zdaniem producenta, jest najcichszą jednostką napędową w swojej klasie z hałasem zewnętrznym niższym o 2 dB od najcichszego konkurenta. W czasie prac projektowych zidentyfikowano źródła hałasu i w ten sposób udało się zoptymalizować odpowiednie elementy. W tym celu usztywniono na przykład kadłub i miskę olejową.

Oprac. na podst. [www.hyundai-motor.com](http://www.hyundai-motor.com)

### Nowy turbodiesel firmy Mazda

Nowy czterocylindrowy silnik należy, według producenta, do bardzo ekologicznych jednostek nowej generacji. Na podstawie wewnętrznych analiz firmy – już obecnie spełnia normę emisyjną Euro 5. Nowością ma być wprowadzenie unowocześnionego filtra cząstek stałych. Udało się wydłużyć czas pomiędzy regeneracjami filtra, a nowy porowaty materiał ceramiczny z molekułami tlenu pozwolił skrócić czas regeneracji filtra o dwie trzecie.

Mechanizm regeneracji nie zmienił się; nadal niezbędne jest krótkotrwałe zwiększenie temperatury spalin, tak aby zebrana w filtrze sadza uległa wypaleni. Wydłużenie czasu pomiędzy regeneracjami w połączeniu z krótszym czasem regeneracji umożliwiło zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa. Zgodnie z danymi producenta, model CX-7 z tym silnikiem będzie osiągał przebiegowe zużycie paliwa w cyklu mieszanym ok. 5,6 dm<sup>3</sup>/100 km.

Pojemność nowego silnika zwiększyła się w porównaniu do obecnej jednostki 2,0 MZR-CD o 10%. Szczegółowe parametry silnika nie są na razie dostępne, ale przewiduje się, że moc maksymalna wynosić będzie 136 kW (185 KM), zaś moment obrotowy osiągnie 400 N·m. Sztynniejszy kadłub i dwa wałki równoważące poprawiają kulturę pracy.

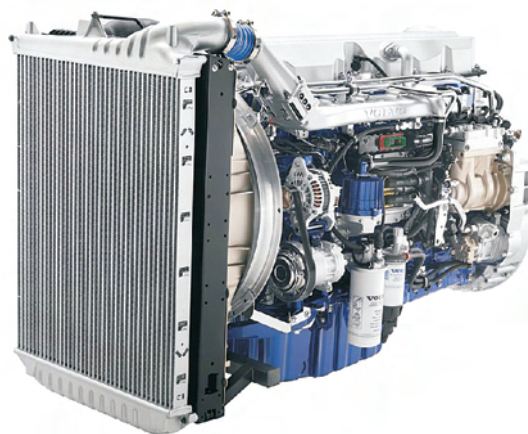
Oprac. na podst. [www.mazda.com](http://www.mazda.com)

### Silnik Volvo D11

W firmie Volvo zaprojektowano całkowicie nowy sześciocylindrowy silnik rzędowy, o pojemności skokowej 11 dm<sup>3</sup>, przeznaczony do ciągników siodłowych Volvo typoszerzegu FM. Dzięki dużej ładowności i małej masie własnej pojazdy te stanowią idealne rozwiązanie do transportu materiałów ciekłych i sypkich luzem.

Nowa jednostka napędowa jest o ok. 140 kg lżejsza od silnika D13, dzięki czemu wzrasta ładowność pojazdu, a ponadto charakteryzuje się dużą mocą i małym zużyciem paliwa.

Dzięki zastosowaniu technologii selektywnej redukcji katalitycznej (SCR), silnik D11 spełnia zarówno normę emisji spalin Euro 4, jak i normę Euro 5.



Silnik będzie dostępny w dwóch wariantach o mocy 287 i 316 kW i momencie obrotowym wynoszącym odpowiednio: 1880 i 2100 N·m. Duża moc jest dostępna zarówno przy małych, jak i dużych prędkościach obrotowych. W ekonomicznym zakresie pracy, od 1050 do 1500 obr/min, dostępne jest 95% maksymalnego momentu obrotowego (odpowiednio:  $N_8 = 309 \text{ KM}$ ,  $N_1 = 20,6 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 2,15 \text{ MPa}$ ;  $N_8 = 430 \text{ KM}$ ,  $N_1 = 28,7 \text{ kW/dm}^3$ ,  $p_{e-\max} = 2,40 \text{ MPa}$ ).

Silnik ten współpracuje z zautomatyzowaną skrzynią biegów I-Shift zapewniającą nie tylko komfortową, ale i ekonomiczną jazdę. Taki zespół będzie dostępny w ciągnikach siodłowych z układem napędowym 4x2 lub 6x2,

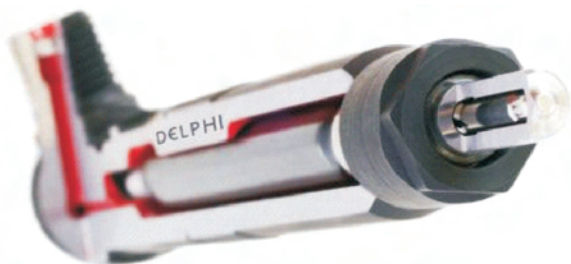
o dopuszczalnej masie całkowitej zespołu pojazdów do 40 ton i będzie przystosowany do przewozu materiałów niebezpiecznych.

Oprac. na podst. [www.volvo.com](http://www.volvo.com)

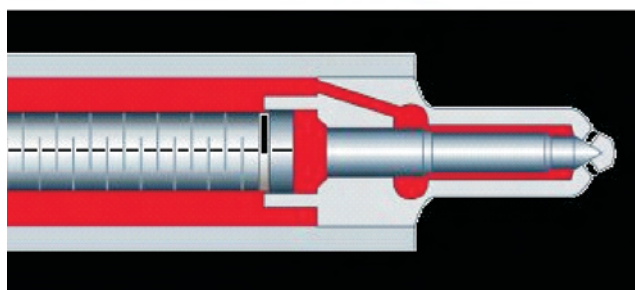
## Osprzęt

### Nowy system wtryskowy Delphi

Korporacja Delphi wprowadza kolejną generację wtryskiwaczy oleju napędowego – uniwersalne układy zasilania o bezpośredniej aktywacji. Następuje to po pięciu latach prac wdrożeniowo-rozwojowych prowadzonych przy ścisłej współpracy z producentami pojazdów w celu spełnienia przyszłych rygorystycznych wymagań dotyczących emisji spalin.



W opatentowanym uniwersalnym układzie zasilania o bezpośredniej aktywacji iglica wtryskiwacza wprawiana jest w ruch bezpośrednio przez siłownik (aktywator) piezoceramiczny, a nie za pomocą układu elektro-hydraulicznego, jak to ma miejsce w istniejących technologiach wtrysku paliwa. Umożliwia to szybsze i lepsze rozpylenie paliwa w komorze spalania, ze znacznie większą energią kinetyczną oraz precyzją, zapewniając przy tym niezwykle szybkie otwieranie i zamykanie zaworu iglicowego niezależnie od ciśnienia wtrysku. Skutkiem tego poprawiona zostaje kontrola spalania, co z kolei zapewnia zmniejszenie emisji szkodliwych substancji, zwiększenie momentu obrotowego i mocy silnika dla każdej prędkości obrotowej silnika, zapewniając dokładniejsze spalanie i znaczną poprawę ekonomiki zużycia paliwa.

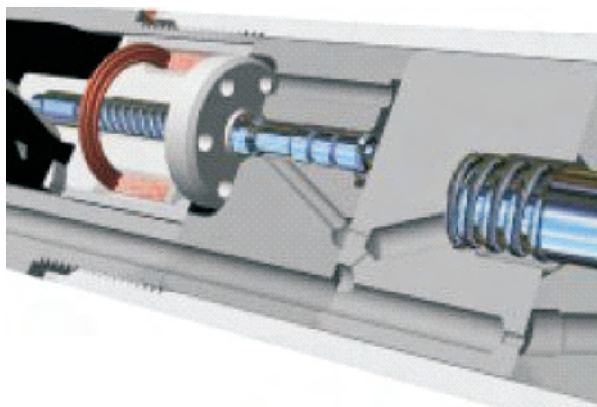


Nowy uniwersalny układ zasilania *common rail* o bezpośredniej aktywacji produkcji Delphi stanowi kolejny radykalny przełom w technologii wtryskiwaczy do silników ZS, ponieważ po raz pierwszy iglica wtryskiwacza aktywowana jest bezpośrednio przez element piezoelektryczny, eliminując obwód hydrauliczny i związane z nim

opóźnienie oraz redukując zużycie energii, a udostępniając przy tym projektantom silników istotne dodatkowe możliwości sterowania. Dalsze korzyści, to stabilność w okresie eksploatacji, dokładność wtryskiwanej ilości paliwa przy zmiennym próbkowaniu wtrysku, niewielkie wahania ilości wtryskiwanego paliwa pomiędzy kolejnymi cyklami oraz silny impuls rozpylający.

System zasilania *common rail* produkcji Delphi wykorzystuje opatentowany pomysł bezpośredniej aktywacji, polegający na tym, że siłownik piezoceramiczny steruje bezpośrednio iglicą zaworu wtryskiwacza przy otwarciu początkowym, tak jak we wtryskach pilotujących, a wzmacniacz hydrauliczny wykorzystany jest do wspomagania otwierania dla dużych dawek wtrysku. Taki pomysł eliminuje obwód serwo-hydrauliczny stosowany w innych popularnych układach zasilania. Pozwala to na szybsze rozpylenie paliwa w komorze spalania silnika ZS z większą dokładnością, a także pod większym ciśnieniem (do 2000 bar) oraz z większą wydajnością niż w aktualnie stosowanych technologiach wtrysku.

Wtryskiwacze omawianego typu wykorzystują materiał piezoelektryczny do wywołania ruchu przy pobudzeniu napięciem elektrycznym. Wystarczy mniej niż 100 ms do otwarcia i zamknięcia iglicy zaworu wtryskiwacza i rozpylenia pod wysokim ciśnieniem oleju napędowego w komorze silnika, co pozwala na siedem (lub więcej) wtrysków na cykl pracy silnika.



W projekcie Delphi starano się możliwie najlepiej wykorzystać charakterystyki siłowników (aktywatorów) piezoceramicznych: ich dużą siłę i szybkość przy małych wymiarach. To daje możliwość wzrostu ciśnienia w systemie o ok. 200 bar. Innymi słowy piezowtryskiwacz o bezpośredniej aktywacji, pracując pod ciśnieniem 2000 bar ma wydajność porównywalną z wtryskiwaczem hydraulicznym pracującym pod ciśnieniem 2200 bar.

Ta nowatorska zasada działania wtryskiwacza gwarantuje również całkowitą szczelność, a więc wysokie ciśnienie paliwa nie jest tracone na jego przepływ zwrotny, co pozwala zaoszczędzić do 1 kW mocy traconej przez współczesne systemy hydrauliczne i wyeliminować konieczność stosowania drogich układów chłodzenia paliwa.

Oprac. na podst. [www.delphi.com](http://www.delphi.com)

### System Stop-Start firmy BMW

System stop-start wyłącza silnik, kiedy samochód stoi; po naciśnięciu pedału gazu czy zwolnieniu sprzęgła jednostka od razu załącza się. Oprócz BMW podobny system wykorzystuje kilka innych producentów. W eksploatacji miejskiej dzięki temu systemowi można obniżyć przebiegowe zużycie paliwa. W przypadku 4-cylindrowych jednostek BMW jest to 4–6%. Z powodów technicznych system stop-start BMW montuje wyłącznie w wersjach z ręczną skrzynią biegów. Spółka ZF pracuje jednak nad modyfikacjami automatycznej skrzyni biegów, które dostosowane będą do współpracy z systemem stop-start. Zanim nowa konstrukcja trafi do produkcji, na razie 6-cylindrowe BMW z tym systemem wyposażane będą w ręczną skrzynię biegów. Przewidywana oszczędność paliwa będzie prawdopodobnie większa od wspomnianych 4–6%.

BMW reaguje w ten sposób na mniejsze zainteresowanie 6-cylindrowymi silnikami, które w ostatnim czasie spotyka los podobny do jednostek V8 i V12. Wzrasta natomiast popularność silników 4-cylindrowych. BMW chce zapobiec tej sytuacji właśnie wprowadzeniem oszczędnych silników 6-cylindrowych. W sprzedaży nowy system pojawi się w ciągu najbliższych 12 miesięcy.



Oprac. na podst. [www.bmw.com](http://www.bmw.com)

### Druga generacja systemu Stop&Start grupy PSA

W prototypie samochodu Citroen C3 Picasso francuska firma zaprezentowała system Stop&Start nowej generacji. Umożliwia on wyłączenie silnika bezpośrednio przed i w czasie unieruchomienia samochodu (hamowanie, sygnalizacja świetlna) i jego ponowne uruchomienie z chwilą „zwolnienia” pedału hamulca. Technologia Stop&Start zapewnia obniżenie zużycia paliwa, a także znacznie poprawia komfort akustyczny.

Od roku 2010 Citroën proponuje system Stop&Start nowej generacji, który będzie szeroko dostępny w całej gamie samochodów, zarówno z silnikami benzynowymi, jak i wysokoprężnymi. System nowej generacji, o jeszcze lepszych parametrach pod względem zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>, będzie w dalszym ciągu oparty na technologii alternatora zespolonego z rozrusznikiem, który stanowi najbardziej

wygodne rozwiązanie zapewniające szybkie uruchamianie silnika w pełni kontrolowane przez użytkownika. Technologia typu micro-hybrid umożliwi obniżenie zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> o ok. 15% w cyklu miejskim.

Dla zwiększenia skuteczności nowy system Stop&Start będzie również odzyskiwać energię generowaną podczas spadku prędkości i hamowania, doładowując akumulator bez dodatkowego zużycia paliwa.

Oprac. na podst. [www.citroen.com](http://www.citroen.com)

### Technologia PowerFrame w akumulatorach Bosch

Koncern Bosch skonstruował nowe akumulatory S3, S4, S5. Produkty najnowszej generacji są wyposażone w specjalnie skonstruowaną kratkę *PowerFrame*, przy produkcji której stosuje się nową metodę wytłaczania. Kratka ma mikroporowatą, a przy tym bardzo odporną strukturę powierzchniową, do której bardzo dobrze przylega masa czynna ogniwa.



Konstrukcja *PowerFrame* wyróżnia się także innym niż dotychczas rozmieszczeniem żyłek kratki, które prowadzone są bezpośrednio do chorągiewki. W ten sposób prąd przekazywany jest najszybszą drogą i bez strat do biegunów, a następnie do odbiorników elektrycznych.

Dodatkowo, w miejscach kratki, które są narażone na największe obciążenia elektryczne, naniesiono więcej ołowiu. Stabilna rama kratki zapobiega korozji na krawędziach oraz jej odkształceniom. Separator jest odporny na uszkodzenia i zwarcia, do których mogłoby dochodzić w wyniku zetknięcia kratki z płytą ujemną. Nawet w przypadku zwiększonego obciążenia akumulatora – np. wskutek dużej liczby odbiorników dodatkowych, jazdy na krótkich odcinkach lub silnego mrozu, akumulator gwarantuje przepływ prądu i odpowiednią moc rozruchową.

Akumulatory występujące w programie firmy Bosch (S3, S4, S5) są zróżnicowane pod względem pojemności i mocy rozruchowej. Są one przeznaczone do pojazdów o małych, średnich lub dużych potrzebach energetycznych. Maksymalne bezpieczeństwo użytkownika zapewnia hermetycznie zamknięta pokrywa o specjalnej konstrukcji, która podczas transportu lub montażu pod kątem zapobiega wyciekowi elektrolitu z akumulatora. Akumulatory Bosch S3, S4 i S5 odznaczają się nawet o 30% większą mocą rozruchu zimnego silnika niż akumulatory konwencjonalne, mają również o 30% dłuższą żywotność. Ze względu na minimalne zużycie wody akumulatory są w pełni bezobsługowe, czyli nie

wymagają żadnych czynności konserwacyjnych przez cały okres użytkowania.



Oprac. na podst. [www.bosch.com](http://www.bosch.com)

### Nowość firmy Caparo

Samochód z silnikiem benzynowym jest chroniony przed zatankowaniem oleju napędowego przez stosowanie większej średnicy pistoletu dystrybutora od średnicy wlewu paliwa. Natomiast silniki ZS przed zatankowaniem benzyną będzie chronił nowy wynalazek *Rightfuel* brytyjskiej spółki Caparo. *Rightfuel* montuje się zamiast korka wlewu paliwa. System jest w stanie rozpoznać pistolet dystrybutora z olejem napędowym i tylko odpowiedni pozwoli wsunąć do wlewu. Korek działa na zasadzie rozpoznania średnicy pistoletu. Twórcy systemu *Rightfuel* obiecują, że korek nie będzie podlegać korozji, będzie cenowo dostępny i łatwy do zamontowania.



Oprac. na podst. [www.mojeauto.com](http://www.mojeauto.com)

### Napędy alternatywne

#### Bloodhound SSC

15 października 1997 r. pojazd o nazwie Thrust SSC osiągnął prędkość 1228 km/h (763 mph) i ustanowił rekord prędkości osiągniętej na ziemi. Napęd pojazdu Thrust SSC, którym kierował były pilot RAF Andy Green, stanowiły dwa odrzutowe silniki Rolls-Royce Spey, służące poprzednio w brytyjskiej wersji samolotu-ścigacza McDonnell Douglas F-4 Phantom II.

Do napędu pojazdu Bloodhound SSC, zamiast dwóch odrzutowych silników Thrusta SSC, przewidziano hybrydową kombinację jednostki 12-cylindrowej, odrzutowego silnika Eurojet EJ200 i silnika rakietowego.

Silnik benzynowy ma moc 589 kW (800 KM) i ma posłużyć do rozpędzenia pojazdu, po czym do akcji włączony zostanie silnik odrzutowy Eurojet EJ200, znany z samolotu Eurofighter Typhoon. Po przekroczeniu prędkości 1200 km/h rolę przejmie silnik rakietowy, który ma umożliwić ustanowienie nowego rekordu świata.

Pierwsze jazdy pojazdu Bloodhound SSC mają odbyć się w 2009 roku. Konstruktorzy na tym etapie chcą osiągnąć prędkość 1287 km/h (800 mph). W następnym roku ma być przekroczona prędkość 1448 km/h (900 mph), a w 2011 r. zaplanowano osiągnięcie zakładanego celu, którym jest pokonanie prędkości 1609 km/h (1000 mph).

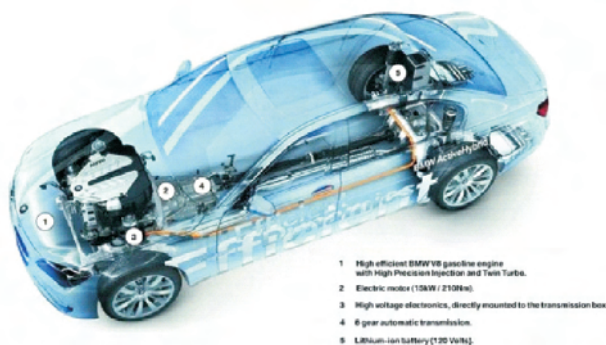


Oprac. na podst. [www.bloodhoundssc.com](http://www.bloodhoundssc.com)

#### Aktywna hybryda w BMW

BMW ujawniło pierwsze informacje o działaniu systemu hybrydowego w limuzynie serii 7 o nazwie Model ActiveHybrid Concept. Auto jest określane mianem „mild hybrid”. Limuzyna BMW została wyposażona w mały silnik elektryczny, rozwijający moc 20 KM i maksymalny moment obrotowy o wartości 210 N·m. Silnik ten został umieszczony przy skrzyni biegów, zastępując rozrusznik oraz alternator.

Energia potrzebna do jego działania jest wytwarzana za pomocą systemu odzyskiwania energii z hamowania (*Brake Energy Regeneration System*) i magazynowana w bardzo wydajnych akumulatorach litowo-jonowych, umieszczonych w bagażniku.



Silnik spalinowy to nowa jednostka benzynowa o pojemności skokowej 4,4 dm<sup>3</sup>, ośmiocylindrowa w układzie V, wyposażona w bezpośredni wtrysk paliwa oraz w dwie turbosprężarki. Jednostka napędowa z podwójnym doładowaniem silnika V8 rozwija moc rzędu 407 KM oraz osiąga maksymalny moment obrotowy o wartości 600 N·m. Efektem zastosowania systemu hybrydowego jest zmniejszenie

przebiegowego zużycia paliwa o 15% oraz emisji szkodliwych gazów do atmosfery.

Oprac. na podst. [www.bmw.com](http://www.bmw.com)

### Toyota Prius PHV

Model Toyota PHV (*plug-in hybrid vehicle*) znajdzie się we flocie samochodowej spółki EDF Energy i będzie testowany przez pracowników firmy w codziennej eksploatacji na drogach Wielkiej Brytanii. Uzyskane wyniki odegrają ważną rolę przy opracowaniu nowego modelu Toyota PHV.

Testy nawiązują do europejskiego programu testowego PHV, który Toyota i EDF rozpoczęły we wrześniu 2007 r. na drogach Francji. Firma EDF ma za zadanie ocenić samochód w eksploatacji miejskiej oraz w aspekcie istniejącej infrastruktury, zachowania i oczekiwań kierowców.

Toyota i EDF Energy wykorzystują nowoczesny system ładowania akumulatorów. System jest kompatybilny z nową generacją publicznych stacji doładowujących, które mają na celu udostępnić energię elektryczną na drogach publicznych i parkingach oraz obniżyć cenę dla klienta. EDF Energy pomogła w instalacji pierwszych czterdziestu stacji zakładając, że w najbliższych miesiącach przyczyni się do zamontowania kolejnych.

W Toyocie Prius PHV baterie można doładować przez tradycyjne gniazdko lub w publicznym punkcie doładowującym, zwiększając tym samym odległość, jaką auto może przejechać wyłącznie na prąd. Na krótkich odległościach PHV można wykorzystywać jako tradycyjny samochód elektryczny, który jest cichy i nie emituje szkodliwych spalin. Na dłuższych odległościach zachowuje się jak konwencjonalny pojazd hybrydowy.

Pierwsze wyniki testów wskazują, że oszczędność paliwa jest większa niż w aktualnej generacji modelu Prius. Na trasach o długości ok. 25 km PHV zużywa średnio o 6% mniej paliwa niż aktualna Toyota Prius. Jednym z celów brytyjskich testów jest potwierdzenie tego wyniku. Toyota zapowiedziała, że sprzedaż pojazdów PHV wyposażonych w baterie litowe chce rozpocząć pod koniec 2009 r.

Oprac. na podst. [www.toyota.com](http://www.toyota.com)

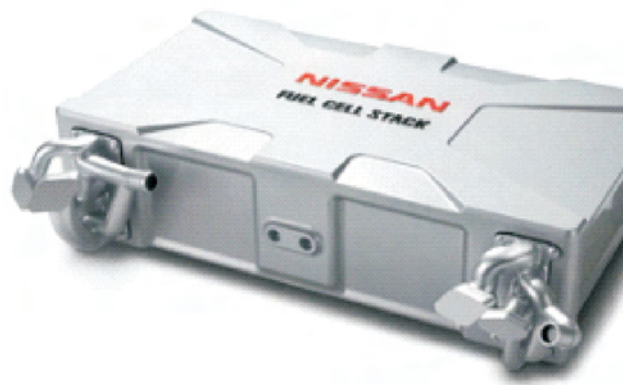
### Nowy zespół ogniw paliwowych

Nissan Motor Co., Ltd. opracował nowy zespół ogniw paliwowych o dwukrotnie większej gęstości energetycznej niż w urządzeniu poprzedniej generacji. W nowym produkcie osiągnięto również 35-procentową redukcję kosztów, głównie dzięki zmniejszeniu o połowę ilości zastosowanej w nim platyny – materiału kluczowego przy produkcji ogniw paliwowych. Podwójną gęstość energetyczną osiągnięto dzięki lepszej przewodności warstwy elektrolitu w zespole MEA (*Membrane Electrode Assembly* – zespół membrany i elektrody), w którym zachodzi główna reakcja chemiczna. Wynika ona także z gęściej upakowanej struktury ogniwa.

Gęściej upakowana struktura ogniwa to wynik zastąpienia separatora węglowego nowym, cienkim separatorem metalowym. Separator ma za zadanie oddzielenie wodoru, tlenu oraz wody chłodzącej, niezbędnych do reakcji chemicznej. Specyficzna powłoka separatora zwiększa poziom przewodności i zapobiega korozji chemicznej, co z kolei

prowadzi do większej wydajności i trwałości podczas cyklu życiowego zespołu ogniw paliwowych. Materiał elektrody o większej trwałości pozwala na ograniczenie niezbędnej ilości platyny o 50% w porównaniu do produktów poprzedniej generacji. To z kolei stanowi przełomowe osiągnięcie ze względu na koszty urządzenia.

W porównaniu z urządzeniami poprzedniej generacji moc nowego zespołu wzrosła 1,4 razy z 90 kW do 130 kW, dzięki czemu może on napędzać większe pojazdy. Wymiary zmniejszono o 75% z 90 do 68 dm<sup>3</sup>, co daje większą swobodę przy montażu urządzenia.



Zespół ogniw paliwowych nowej generacji należy do gamy ekologicznych technologii opracowywanych przez Nissana w ramach programu Nissan Green Program 2010, którego celem jest opracowanie nowych technologii, produktów oraz usług mogących doprowadzić do rzeczywistego zmniejszenia ilości CO<sub>2</sub> emitowanego przez pojazdy, poprawy jakości spalin oraz ponownego przetwarzania surowców.

Oprac. na podst. [www.nissan.com](http://www.nissan.com)

### Firmy silnikowe

#### Mniej dużych silników

Światowe tendencje ekologiczne spowodowały, że produkcja największych silników w fabrykach BMW będzie zmniejszona. Zmiany w produkcji obejmą także silniki sześciocyldrowe w układzie rzędowym, charakterystyczne dla tej marki.



Podczas ostatniego spotkania rady nadzorczej BMW ustalono zmianę planów dotyczących produkcji silników. Bawarska marka będzie produkować jednostki cztery dni w tygodniu podczas jednej zmiany. Sześciocyldrowe jednostki będą wycofywane z Monachium, a następnie zastępowane przez jednostki czterocyldrowe. W pierwszej fazie zmian rozpoczynającej się w 2011 r. w Monachium będzie budowanych około 320 tysięcy silników. Druga faza zakłada zwiększenie produkcji o 240 tysięcy jednostek.

Przy tej okazji zapowiedziano prace nad zasilanym elektrycznie samochodem, który będzie bazował na BMW serii 1. Samochód o nazwie City Electric Sprinter zadebiutuje nie wcześniej niż w 2010 r.

Oprac. na podst. [www.bmw.com](http://www.bmw.com)

### Renault i EDF

Celem porozumienia tych dwóch firm jest uczynienie z samochodów elektrycznych niezawodnego i atrakcyjnego dla konsumentów środka transportu. Informacje o nawiązaniu partnerskiej współpracy ogłosili w Paryżu – Carlos Ghosn, prezes Renault i Nissana oraz Pierre Gadonneix, prezes i dyrektor generalny EDF.

Alians Renault-Nissan chce stać się największym światowym producentem samochodów o zerowej emisji. Francja będzie jednym z pierwszych rynków na świecie, na którym pojawiają się w 100% elektryczne samochody, podobnie jak Izrael, Dania, Portugalia, stan Tennessee w Stanach Zjednoczonych Ameryki Północnej i prefektura Kanagawa w Japonii, które już podpisały podobne umowy z Aliansem Renault-Nissan.

EDF, do której należy największa na świecie flota samochodów elektrycznych, dysponuje bogatym *know-how* i doświadczeniem w zakresie technologii magazynowania energii elektrycznej, a także infrastruktury ładowania akumulatorów oraz w dziedzinie eksperymentów z pojazdami przystosowanymi do ładowania. EDF pragnie promować czyste i ciche środki transportu.

Zgodnie z podpisanym porozumieniem, Alians Renault-Nissan oraz EDF chcą udostępnić konsumentom samochody elektryczne w 2011 r. W tym celu Alians Renault-Nissan i EDF przeanalizują innowacyjne rozwiązania biznesowe, otwarte na innych operatorów i zakładające docelowe utworzenie Operatora Mobilności Elektrycznej. Działalność Operatora Mobilności Elektrycznej będzie polegała na udostępnianiu klientom infrastruktury pozwalającej na ładowanie samochodów w celu zapewnienia odpowiedniego zasięgu samochodów.

Do stycznia 2010 r. partnerzy przeprowadzą analizy inżynierskie (magazynowanie energii i infrastruktura ładowania samochodów) oraz prawne (przepisy krajowe i unijne), a także badania niezbędnych aspektów technicznych i finansowych, łącznie z poszukiwaniem partnerów, tak aby infrastruktura była w pełni operacyjna w momencie wprowadzenia samochodów do sprzedaży w 2011 r.

Aby trwale pogodzić wymóg mobilności i ochrony środowiska z uwzględnieniem wysokich cen ropy naftowej, Alians Renault-Nissan postawił na samochód elektryczny o zerowej emisji. Ta technologiczna i przemysłowa współpraca wpisuje się w innowacyjne działania zmierzające do

opracowania czystych, konkurencyjnych i ekologicznych samochodów. Chodzi o pogodzenie wyzwania, jakim jest zapewnienie indywidualnej mobilności ze wzrostem gospodarczym i walką z ociepleniem klimatu. Takie jest właśnie zobowiązanie grupy EDF, która wyróżnia się spośród zakładów energetycznych najmniejszą emisją CO<sub>2</sub> w Europie – oświadczył Pierre Gadonneix, prezes EDF.

Oprac. na podst. [www.renault.com](http://www.renault.com)

### Współpraca koncernu Bosch z firmą Samsung

Uruchomienie produkcji akumulatorów zaplanowano na rok 2011. Spółka SB LiMotive Co. Ltd., w której firmy Bosch i Samsung SDI mają po 50% udziałów, rozpocznie działalność 1 września 2009 r. Będzie się zajmować rozwojem, produkcją i dystrybucją akumulatorów litowo-jonowych dostosowanych do wymagań motoryzacyjnych.

Rozpoczęcie sprzedaży zaplanowano na rok 2011. Aby to osiągnąć, w ciągu najbliższych pięciu lat partnerzy zainwestują od 300 do 400 milionów dolarów. Niedawno spółki Bosch i Samsung SDI otrzymały od wszystkich odpowiednich organów zgodę na założenie spółki.

Nową spółką będą kierowali Youngwoo Park (Samsung SDI), który będzie odpowiedzialny za finanse, produkcję, sprzedaż i zakupy, a także dr Joachim Fetzer (Bosch), kierujący pracami projektowymi i jakością. Siedziba nowej firmy mieści się w Suwon w Korei Południowej. Początkowo będzie się tam również mieścił ośrodek rozwoju akumulatorów oraz produkcja. W Korei znajdzie zatrudnienie 100 pracowników, a kolejnych 40 osób będzie pracować w działach marketingu, sprzedaży i rozwoju w Stuttgarcie w Niemczech. Lokalizacja fabryk będzie podana w późniejszym terminie.

Akumulatory litowo-jonowe stanowią podstawę rozwoju technologii w branży motoryzacyjnej, np. układów napędowych hybrydowych i elektrycznych. Bosch i Samsung prognozują, że w 2015 r. około 3 miliony pojazdów będzie napędzanych silnikami hybrydowymi. Bosch i Samsung będą wspólnie pracować nad zoptymalizowaniem technologii litowo-jonowej, tak aby spełniała rygorystyczne wymagania branży motoryzacyjnej – na przykład w zakresie gęstości mocy i bezpieczeństwa – umożliwiając w ten sposób pojazdom zasilanym wyłącznie energią elektryczną pokonywanie długich dystansów.

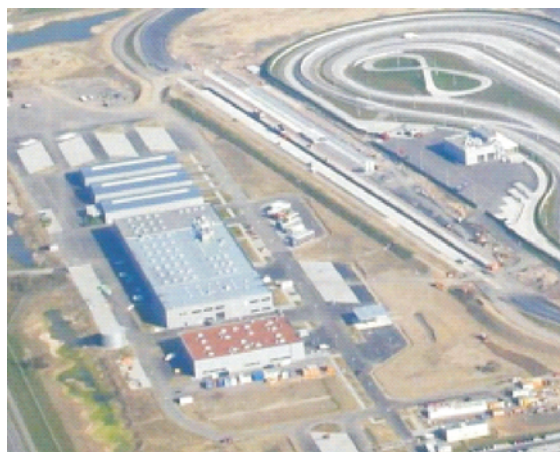
Światowa sieć badawcza, produkcyjna i dystrybucyjna jest podstawą dalszego rozwoju. Każdego roku Bosch przeznaczają ponad 3 miliardy euro na działalność badawczo-rozwojową i zgłasza do uzyskania patentu ponad 3 tys. innowacji. Społeczno-prawna struktura grupy Bosch zapewnia jej finansową niezależność i rynkową samodzielność. Umożliwia to przedsiębiorstwu inwestowanie w znaczące projekty, które zagwarantują mu przyszłość, a jednocześnie pozwala spełniać misję społeczną zgodną z przekonaniem założyciela firmy. 92% udziałów w spółce Robert Bosch GmbH należy do Fundacji im. Roberta Boscha. Funkcje rynkowe udziałowca wypełnia instytucja powiernicza Bosch Industrietreuhand KG. Pozostałe udziały należą do rodziny Bosch i firmy Robert Bosch GmbH.

Oprac. na podst. [www.bosch.com](http://www.bosch.com)

### Otwarcie Centrum Badawczo-Rozwojowego w Wörth

Pierwszą część inwestycji oddano do użytku wiosną 2007 r., a otwarcie drugiej części kończy całą, trwającą trzy lata, fazę projektowania i realizacji. Ogółem w oddany obiekt zainwestowano ok. 80 mln euro, z czego 35 mln euro w drugi etap budowy, obejmujący m.in. tor testowy, budynki i infrastrukturę. Centrum badawczo-rozwojowe składa się z trzech elementów: przestrzeń wewnętrzną to teren testowy, na który składają się różnorodne tory o celowo złej nawierzchni – jest ich czternaście rodzajów. Przestrzeń zewnętrzną tworzą tory doświadczalne o kątach wzniesień do 49%, które służą do badań funkcjonowania różnorodnych systemów i układów, np. hamulców. Trzecią część Centrum stanowią budynki warsztatowe i biurowe. Nowe Centrum zatrudnia dokładnie 300 pracowników. Region, jaki tworzą Nadrenia-Palatynat, Badenia-Wirtembergia i Alzacja zajmuje obecnie centrum europejskiego

przemysłu samochodów ciężarowych, dlatego nazywany jest „Commercial Vehicles Cluster“.



Oprac. na podst. [www.mojeauto.com](http://www.mojeauto.com)

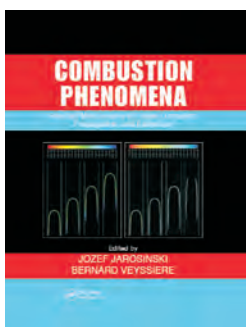
## Books on combustion engines

### Książki o silnikach

#### COMBUSTION PHENOMENA

Jarosiński J., Veysiere B.  
Taylor & Francis, Inc, CRC Press 2008.

Książka stanowi syntezę zagadnień dotyczących tworzenia się i rozprzestrzeniania płomienia oraz jego wygaszania. Omówiono poszczególne etapy procesu spalania, ilustrując je licznymi zdjęciami, wyjaśnieniami teoretycznymi i opisami matematycznymi. W książce omawia się chemiczne podstawy spalania, granice palności mieszanki, płomienie w osrodku z zawirowaniem, wygaszanie i rozciąganie płomienia, mechanizmy powstawania i rozwoju płomieni laminarnych i turbulentnych, płomieni kinetycznych i dyfuzyjnych. Rozważane są również zagadnienia spalania w silnikach o ZS i ZI, z uwzględnieniem spalania stukowego i jego falowego charakteru.



#### MAGISTRALE DANYCH W POJAZDACH. PROTOKOŁY I STANDARDY

Zimmermann W., Schmidgall R.  
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.

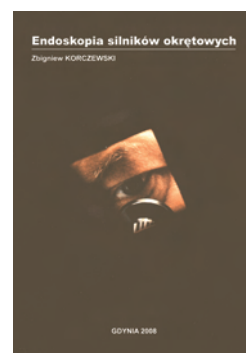
W książce zawarto przegląd najważniejszych systemów transmisji danych i protokołów stosowanych w technice motoryzacyjnej, opisując przesyłanie i przetwarzanie danych we współczesnych pojazdach samochodowych. Zawiera aspekty teoretyczne budowy magistral i protokołów danych, a także zagadnienia wdrażania systemów transmisji oraz ich eksploatacji. Uwzględnia budowę, działanie i zastosowania najczęściej spotykanych samochodowych magistrali transmisji danych, w tym m.in. K-Line, CAN, LIN, FlexRay, SAE J1850, MOST oraz pomiary, kalibrację i diagnostykę.



#### ENDOSKOPIA SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Korczewski Z.  
Wydawnictwo Akademickie AMW, Gdynia 2008.

Monografia jest przewodnikiem dotyczącym diagnostyki silników okrętowych – tłokowych i turbinowych, pozwalającym na identyfikację i opis powstawania znanych oraz rozpoznawalnych uszkodzeń zespołów i części silników, które najczęściej występują w procesie eksploatacji. W publikacji przedstawiono optyczne (jakościowe) i cyfrowe (ilościowe) metody wziernikowania przestrzeni wewnętrznych z wykorzystaniem endoskopów i videoskopów przemysłowych.



#### SIECI WYMIANY DANYCH W POJAZDACH SAMOCHODOWYCH

Praca zbiorowa  
Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.

Informator opisujący budowę i działanie różnych rodzajów sieci wymiany danych wykorzystywanych w elektronicznym wyposażeniu pojazdów samochodowych. Zawiera podstawy budowy i organizacji sieci komunikacyjnych, klasyfikację sieci i przykłady ich zastosowania w pojazdach, a także opis budowy i działania sieci CAN, LIN, Bluetooth, MOST, TTP/C oraz FlexRay stosowanych w sterowanych elektronicznie układach pojazdów. Przedstawiono również złącza diagnostyczne i różne rodzaje protokołów diagnostycznych wykorzystywanych w pojazdach oraz architekturę układów elektronicznych. Liczne przejrzyste schematy ułatwiają zrozumienie treści.



**CZUJNIKI. MECHATRONIKA SAMOCHODOWA**

Gajek A., Juda Z.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.

Podręcznik opisujący zasadę działania, budowę i rodzaje czujników stosowanych w pojazdach samochodowych. Zawiera podstawowe informacje o pomiarach (pojęcia i definicje, sygnały pomiarowe, elementy toru pomiarowego, przetwarzanie analogowo-cyfrowe i cyfrowo-analogowe) oraz o czujnikach (indukcyjnych, hallotronowych, potencjometrycznych, termistorowych, termoelektrycznych, masowego natężenia przepływu, tensometrycznych, pojemnościowych, piezoelektrycznych, ultradźwiękowych, radarowych, lidarowych, fotoelektrycznych i elektrolityczno-rezystancyjnych).

**WODÓR JAKO PALIWO**

Surygala J.

Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.

W książce przedstawiono problemy związane z możliwością wykorzystania wodoru jako paliwa nowej generacji, niemal idealnego w takich sektorach, jak: komunikacja, energetyka, ciepłownictwo szczególnie w aspekcie jego zasobów, sprawności urządzeń oraz braku emisji gazów cieplarnianych. Omówiono wpływ obecnie stosowanych nośników energii na środowisko, metody otrzymywania wodoru i jego właściwości, sposoby magazynowania i bezpiecznego użytkowania z uwzględnieniem roli ogniw paliwowych i infrastruktury wodorowej. Podaną tematykę zaprezentowano w sposób umożliwiający Czytelnikowi dokonanie własnej oceny realności zastosowania wodoru jako paliwa przyszłości.

**ELEKTROTECHNIKA I ELEKTRONIKA W POJAZDACH SAMOCHODOWYCH**  
**Wyd. 5 uzupełnione**

Herner A., Riehl H.-J.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.

W podręczniku przedstawiono kompleksowo zagadnienia z elektrotechniki i elektroniki samochodowej, począwszy od przypomnienia podstawowych pojęć z elektryczności, a na omówieniu elektronicznych układów regulacji i sterowania we współczesnych samochodach kończąc. Omówiono wszystkie występujące w nowoczesnych samochodach układy i urządzenia wyposażenia elektrycznego i elektronicznego, w tym również systemy transmisji danych (magistrale CAN, LIN, MOST, Bluetooth), także układy nawigacji satelitarnej (GPS), telefon w samochodzie oraz zagadnienia telematyki.

**DIAGNOSTYKA SAMOCHODÓW OSOBOWYCH****Wyd. 7 uaktualnione**

Trzeciak K.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.

Książka zawiera wiadomości z zakresu ogólnej diagnostyki samochodu osobowego. Każdy rozdział zawiera: krótki opis budowy i działania badanego zespołu, metodykę badań w układzie technologicznym, opis budowy i obsługi zastosowanych przyrządów diagnostycznych, kryteria oceny czynników pomiarów. Podano także ogólne wskazówki dotyczące organizacji oraz wyposażenia stanowiska diagnostycznego. Każda opisana metoda pomiaru lub badania została zaopatrzona w znak graficzny informujący, jakie umiejętności i warunki techniczne są niezbędne do wykonywania czynności diagnostycznych. W 7. wydaniu uaktualniono wiele przyrządów diagnostycznych, przedstawiając najnowsze rozwiązania w tym zakresie oraz wprowadzono dwa nowe zagadnienia: sprawdzanie hamulców elektromechanicznych EPB oraz wykrywanie usterek w sieciach CAN.

**Doctorates****Doktoraty****Dr inż. Anna Janicka****Emisja związków toksycznych z silnika o zapłonie samoczynnym z katalizatorem wewnętrznym**

Promotor: prof. dr hab. inż. Włodzimierz Szczepaniak – Politechnika Wrocławska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska, dr hab. inż. Michał Głomba – Politechnika Wrocławska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała 9 lipca 2008 r. Rada Wydziału Inżynierii Ochrony Środowiska Politechniki Wrocławskiej.

Rozprawa dotyczy problemu emisji substancji toksycznych z silników spalinowych, który staje się niezwykle ważny w aspekcie surowych wymagań prawnych stawianych użytkownikom pojazdów. W pracy przedstawiono istotne zagadnienie, jakim jest ograniczenie emisji toksycznych składników gazów spalinowych, których zawartość w spalinach nie jest bezpośrednio limitowana. Związkami tymi są niektóre węglowodory, np. związki z grupy WWA, akroleina, benzen czy formaldehyd, których szkodliwe, często kancerogenne i mutagenne działanie na organizm ludzki i ekosystemy zostało naukowo udowodnione, również na poziomie bardzo niskich stężeń.

Mimo iż udział tych związków w sumie węglowodorów występujących w spalinach silnikowych jest nieznaczny, często to one determinują szkodliwy wpływ spalin na środowisko.

W pracy zawarto także ocenę toksyczności spalin oraz określenie wartości emisji z silnika o zapłonie samoczynnym pracującego z zastosowaniem katalizatora wewnętrznego, szczególnie w zakresie lotnych związków organicznych (LZO) oraz wielopięścieniowych węglowodorów aromatycznych (WWA).

Do badań hamownianych wybrano dwa typy silników o zapłonie samoczynnym różniące się istotnie budową: jednocylindrowy silnik badawczy SB3.1 oraz czterocylindrowy silnik 1,9 TDI. W przestrzeń spalania silników wprowadzono wykonany przez autorkę (po wnikliwej analizie literaturowej) prototypowy katalizator wewnętrzny w postaci platyny i rodu na nośniku ceramicznym umiejscowionym na powierzchni świec żarowych (silnik 1,9 TDI) i zaworów silnikowych (silnik SB3.1). Katalizator wewnętrzny poddano następnie serii badań pod kątem analizy fizykochemicznej oraz trwałościowej. Badania silnikowe poprzedzono badaniami modelowymi, których celem była ocena skuteczności katalizatora wewnętrznego w obniżaniu energii aktywacji konwersji tlenu węgla do ditlenku węgla. Do modelowania zastosowano pakiet programów FLUENT.

Wykonano badania pod kątem zawartości w spalinach wielopięścieniowych węglowodorów aromatycznych i lotnych związków organicznych w stanie wyjściowym (fabryczna komplektacja silnika) oraz po zastosowaniu katalizatora wewnętrznego. Analizy wykonano metodą kapilarną chromatografię gazową (w przypadku WWA z etapem oczyszczenia i wzbogacania próby) oraz metodą kolorymetryczną (formaldehyd).

Ważnym elementem pracy jest ocena wpływu katalizatora na toksyczność emitowanych gazów spalinowych. Po dokonaniu przeglądu

literaturowego posłużono się dwoma niezależnymi miarami toksyczności: miarą względną – współczynnikiem toksyczności równoważnej oraz bezpośrednim badaniem działania cytotoksycznego preparatów zawierających WWA i LZO pochodzących z gazów spalinowych na komórki nabłonka płuc ludzkich.

W wyniku badań stwierdzono, że wewnętrzny katalizator ma wpływ na proces spalania w obu silnikach (SB3.1; 1,9 TDI), o czym świadczy zmiana składu chemicznego spalin, zarówno pod względem jakościowym, jak i ilościowym oraz podwyższenie temperatury gazów spalinowych. Wpływ ten jest korzystny pod względem ograniczenia emisji LZO i WWA oraz, w większości analizowanych przypadków, ich toksyczności mierzonej metodą obliczeniową. Szczególnie pozytywny efekt działania katalizatora można zaobserwować przy małym obciążeniu silnika (bieg jałowy). Bardzo dobre rezultaty osiągnięto dla silnika 1,9 TDI, który, w przeciwieństwie do badawczego jednocylindrowego silnika SB3.1, jest powszechnie stosowany w przemyśle motoryzacyjnym.

Badania w kierunku cytotoksyczności LZO w gazach spalinowych nie dały jednoznacznej odpowiedzi dotyczącej celowości zastosowania wewnętrznego katalizatora spalania w silnikach (w większości przypadków zastosowanie powłok aktywnych spowodowało obniżenie cytotoksyczności badanych preparatów lub na nią nie wpływało, jednak w niektórych przypadkach odnotowano znaczny wzrost poziomu toksyczności komórkowej). W przypadku WWA zastosowanie katalizatora wydaje się korzystne ze względu na zmniejszenie cytotoksyczności spalin. Zaobserwowano również brak korelacji pomiędzy zastosowanymi miarami toksyczności (względnych współczynników toksyczności oraz cytotoksyczności komórkowej) i wskazano na konieczność podjęcia prac nad ujednoczeniem sposobu ich interpretacji.

## Dr inż. Piotr Świątek

### **Możliwości ograniczania emisji składników toksycznych silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem wielofazowym**

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański, dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. nadzw. – Politechnika Poznańska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 25 listopada 2008 r.

Przedmiotem rozprawy było określenie zależności między głównymi parametrami wtrysku paliwa (liczbą dawek paliwa, czasem wtrysku i odległościami czasowymi między nimi) i takie sterowanie nimi, aby uzyskać ograniczenia emisji tlenków azotu i cząstek stałych z silnika podczas badań na hamowni silnikowej i podczas testu jezdnego NEDC.

Współczesne silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym coraz częściej wykorzystują wtrysk wielofazowy do ograniczenia emisji składników toksycznych i możliwości spełnienia limitów emisji spalin. Jest to jeden z głównych – silnikowych – sposobów ograniczania emisji. Szerokie stosowanie wtrysku wysokociśnieniowego jest ograniczone przeważnie do dwóch dawek wtryskiwanego paliwa na cykl pracy silnika. Wykorzystanie układów oczyszczania spalin (głównie filtrów cząstek stałych) wymusza stosowanie większej liczby podziału dawki wtryskiwanego paliwa. Powoduje to wzrost możliwości wykorzystania podziału dawki paliwa do silnikowego ograniczania tej emisji.

W pracy opisano możliwości ograniczania emisji silników LDD w świetle obowiązujących oraz przyszłych europejskich norm emisji spalin. Przedstawiono możliwości kształtowania przebiegu wtrysku paliwa oraz wpływ przebiegu wtrysku paliwa na proces spalania a w konsekwencji na wielkość emisji składników toksycznych spalin. Opisano procesy okresu przedplamiennego i spalania z podziałem dawki wtryskiwanego paliwa, ze szczególnym uwzględnieniem parametrów wtrysku paliwa, modelowania spalania z wtryskiem wielofazowym oraz etapów tworzenia się składników toksycznych spalin podczas spalania.

Jako główny obiekt badań wybrano silnik 1,3 SDE o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa zasilany systemem

*common rail*. Wykonano badania modelowe wtrysku wielofazowego ze szczególnym uwzględnieniem szybkości wywiązywania ciepła w celu rozpoznania parametrów termodynamicznych takiego procesu. Dokonano analizy sterowania fabrycznym układem wtryskowym wyposażonym w podział dawki wtryskiwanego paliwa. Zaproponowano, w oparciu o unikatowy program, sposób akwizycji i wykorzystanie badań jezdnych do analizy pracy silnika spalinowego. Wykorzystano warunki jezdne pojazdu na hamowni podwoziowej do wyboru punktów badawczych realizowanych na hamowni silnikowej. Zrealizowano badania weryfikacyjne oceny zmian układu wtryskowego z podziałem dawki paliwa. Zaproponowano metodykę badań układu wtryskowego silnika z wtryskiem wielofazowym w oparciu o program badawczy realizowany na hamowni podwoziowej.

Przeprowadzono również analizę możliwości optymalizacji procesu wtrysku paliwa w celu osiągnięcia zamierzonych efektów ekologicznych (ograniczenie emisji spalin). Funkcję celu określono jako sumę ważoną efektów ekologicznych stosowania zmian nastaw układu wtryskowego.

Zaletą opracowanych procedur badawczych jest ich uniwersalność i możliwość zastosowania do każdego silnika (przy wykorzystaniu układu podziału dawki) w celu ograniczenia emisji spalin. Cennym elementem pracy jest zastąpienie czasowo- i kosztochłonnnych badań na hamowni podwoziowej badaniami silnikowymi. Opracowane i zastosowane procedury programu komputerowego umożliwiały odwzorowanie poszczególnych faz testu jezdnego NEDC w polu pracy silnika. Znajomość parametrów pracy silnika oraz udziałów czasowych punktów pracy (moment obrotowy – prędkość obrotowa) w całkowitym czasie trwania testu jezdnego stanowią podstawę dalszych badań na hamowni silnikowej.

Przeprowadzone badania pozwoliły na stwierdzenie, że charakterystyka ilościowo-czasowa procesu wtrysku (podział dawki, czasy wtrysku) ma zasadniczy wpływ na proces spalania i wywiązywania ciepła oraz możliwości określenia obciążenia silnika w czasie testu jezdnego NEDC na hamowni silnikowej, pozwala (w stanach statycznych i dynamicznych) na badania rozwojowe systemów sterowania silnikiem w taki sposób, aby ograniczyć emisję składników szkodliwych spalin, ze szczególnym uwzględnieniem tlenków azotu i cząstek stałych.

## KONMOT–AUTOPROGRES 2008

W dniach 9–11 października 2008 r. odbyła się w Szczawnicy Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna KONMOT–AUTOPROGRES' 2008 nt. „Motoryzacja w dobie zrównoważonego rozwoju świata”. Głównym organizatorem konferencji był Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakow-



skiej, natomiast współorganizatorami byli: Przemysłowy Instytut Motoryzacji w Warszawie, Komisja Motoryzacji Krakowskiego Oddziału Polskiej Akademii Nauk, Polskie Naukowe Towarzystwo Motoryzacji i Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych. Konferencje KONMOT–AUTOPROGRES mają 32-letnią tradycję i są największymi w Polsce konferencjami naukowymi, poświęconymi problematyce motoryzacji. Problematyka konferencji – „Motoryzacja w dobie zrównoważonego rozwoju świata” wiązała się ściśle z podnoszeniem jakości środowiska naturalnego przez ograniczenie szkodliwego wpływu produkcji i konsumpcji na stan tego środowiska. Liczba samochodów na świecie stale wzrasta i na skutek sposobu eksploatacji oddziałuje niekorzystnie na środowisko naturalne.

W konferencji uczestniczyło 120 osób; reprezentowały one wyższe uczelnie, instytuty branżowe, firmy przemysłu motoryzacyjnego. W inauguracyjnej sesji prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś – Członek Rady Nauki i równocześnie Przewodniczący Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych – omówił nowe zasady finansowania nauki oraz możliwości pozyskiwania grantów europejskich i finansowanych przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Obrady konferencji toczyły się w trzech sekcjach: 1) silniki spalinowe, 2) eksploatacja–silniki spalinowe, 3) budowa pojazdów. Wygłoszono 76 referatów, w których przedstawiono osiągnięcia naukowe, dotyczące ograniczenia niekorzystnego oddziaływania pojazdów na środowisko naturalne.

Referaty wygłoszone w czasie obrad wydrukowano w trzech tomach Czasopisma Technicznego Politechniki Krakowskiej (z. 6, 7 i 8 – M/2008). Obradom w poszczególnych sekcjach towarzyszyła ożywiona dyskusja, która często inspirowała do nowego spojrzenia na prezentowane wyniki badań oraz na poruszane zagadnienia.

Podczas sesji podsumowującej konferencję uczestnicy wysoko ocenili poziom merytoryczny referatów i przebieg obrad. W związku z zachodzącymi zmianami w finansowaniu badań naukowych podkreślono konieczność dalszej integracji środowiska i tworzenia zespołów badawczych, obejmujących pracowników z różnych ośrodków, jak również wspólnego występowania o granty krajowe i europejskie. Zaapelowano o podejmowanie wspólnych prac badawczych z ośrodkami naukowymi z Ukrainy i Białorusi. Kraje te są naszymi naturalnymi partnerami zza wschodniej granicy i aspirują do wejścia w skład Unii Europejskiej.

Tradycją jest, że tego typu merytorycznym, naukowym i twórczym spotkaniom towarzyszą nie tylko prezentacje najnowszych dokonań naukowych i wymiana intelektualnych doświadczeń, ale także wydarzenia kulturalno-krajoznawcze związane z miejscem konferencji. Słoneczna pogoda pozwoliła uczestnikom konferencji podziwiać uroki złotej polskiej jesieni, szczególnie zachwycającej w Pieninach. Przedpołudnie 10 października organizatorzy przeznaczyli na zwiedzanie Szczawnicy i jej okolic. Większość uczestników wzięła udział w spływie przełomem Dunajca. Inni wybrali atrakcyjną pieszą wędrowkę, która po wjeździe koleją linową na Palenicę wiodła na grzbiet Małych Pienin – na Szafranówkę, słynącą z pięknego widoku na Pieniny i Tatry. Zarówno spływ, jak i piesza wędrowka, zdaniem uczestników, pozostaną niezapomnianym przeżyciem i miłym akcentem konferencji. Podczas uroczystej kolacji uczestnicy konferencji mogli podziwiać góralskie muzykowanie i przyśpiewki.

Na zakończenie spotkania przekazano wyrazy uznania i podziękowania głównym organizatorom konferencji, a szczególnie Przewodniczącemu Komitetu Organizacyjnego – dr. hab. inż. Andrzejowi Mrukowi, prof. PK.

Uczestnicy konferencji wyrazili wolę kolejnego spotkania się na konferencji w 2010 roku.

*Oprac. dr inż. Witold Jordan*

## CONFERENCE 2009/KONFERENCJE 2009

**21-23 January 2009**, Symposium on International Automotive Technology (SIAT), Arai, Pune, India.

[www.siat.araiindia.com](http://www.siat.araiindia.com)



**26-29 January 2009**, 7th International CTI Forum Exhaust Systems, Düsseldorf, Germany.

[www.abgastechnik-forum.com](http://www.abgastechnik-forum.com)

**Abgastechnik  
Exhaust Systems**

**10-12 February 2009**, International Colloquium For Environmentally Preferred Advanced Power Generation (ICEPAG), Newport Beach, California, USA.

[www.a pep.uci.edu/ICEPAG2009](http://www.a pep.uci.edu/ICEPAG2009)



**11-12 February 2009**, Hybrid Vehicle Technologies Symposium, San Diego, California, USA.

[www.sae.org](http://www.sae.org)

**SAE International**

**18-19 February 2009**, 6th Braunschweig Symposium Hybrid Vehicles and Energy Management, Braunschweig, Germany.

[www.iav.com/en/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.com/en/4_events/iav_conferences.php)



**13-14 March 2009**, SAE 2009 Truck & Off-Road Global Summit, Lyon, France.

[www.sae.org](http://www.sae.org)

**SAE International**

**18-19 March 2009**, 13. Międzynarodowe Forum Gazowe 2009, Warszawa, Poland.

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

**XIII Międzynarodowe  
FORUM GAZOWE 2009**  
18-19 marca 2009, Hotel Solfitel Victoria, Warszawa

**16-18 March 2009**, Clean Heavy Duty Vehicle Conference & Expo 2009, Long Beach, California, USA.

[www.calstart.org](http://www.calstart.org)



**24-25 March 2009**, 9. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart, Germany.

[www.fkfs.de](http://www.fkfs.de)



**26-27 March 2009**, 6th Dessau Gas Engine Conference, Dessau, Germany.

[www.dieselengine.de](http://www.dieselengine.de)



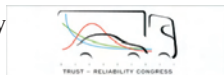
**30 March-3 April 2009**, NHA Conference and Hydrogen EXPO, Columbia, South Carolina, USA.

[www.hydrogenconference.org](http://www.hydrogenconference.org)



**1-2 April 2009**, TRUST 1st AVL Reliability Congress, Graz, Austria.

[www.avl.com](http://www.avl.com)



**6-7 April 2009**, Fire 2009: Flammability & Combustibility in Building Materials, Chicago, USA.

[www.principiaconferences.com](http://www.principiaconferences.com)



**14-17 April 2009**, 4th European Combustion Meeting (ECM2009), Vienna, Austria.

[www.ecm2009.at](http://www.ecm2009.at)



**15-17 April 2009**, Logistyka, Transport, Bezpieczeństwo w transporcie, LogiTrans, Szczyrk, Poland.

[www.logitrans.pr.radom.pl/](http://www.logitrans.pr.radom.pl/)



**20-23 April 2009**, SAE 2009 World Congress, Detroit, USA.

[www.sae.org/congress](http://www.sae.org/congress)



**28-29 April 2009**, 4th Conference On-Board Diagnosis (OBD), Status of Legislation and Effects on Vehicle Development, Braunschweig, Germany.

[www.iav.de/eng/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php)



**28-29 April 2009**, AVL: 5th International Commercial Powertrain Conference (ICPC), Graz, Austria.

[www.avl.com](http://www.avl.com)



**4-6 May 2009**, Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (ICE STC2009), Milwaukee, Wisconsin, USA.

[www.asmeconferences.org/ICES09/](http://www.asmeconferences.org/ICES09/)



**7-8 May 2009**, 30th International Vienna Motor Symposium, Wien, Austria.

[www.ovk.at](http://www.ovk.at)



**7-9 May 2009**, 10th International Exhibition & Conference on Renewable Energy & Distributed Generation, Verona, Italy.

[www.solarexpo.com/solarexpo/eng/](http://www.solarexpo.com/solarexpo/eng/)



**12-13 May 2009**, Oil Circulation in Combustion Engines, Zwickau, Germany.

[www.iav.com/en/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.com/en/4_events/iav_conferences.php)



**13-15 May 2009**, Fourth International Conference on Sustainable Development and Planning, Cyprus.

[www.wessex.ac.uk/09-conferences](http://www.wessex.ac.uk/09-conferences)



**13-16 May 2009**, 24th International Electric Vehicle Symposium and Expo (EVS24), Stavanger, Norway.

[www.evs24.org](http://www.evs24.org)



**17-20 May 2009**, 6th U.S. National Combustion Meeting, Ann Arbor, Michigan, USA.

[www.cssc.org](http://www.cssc.org)



**19-21 May 2009**, Noise and Vibration Conference and Exhibition, St. Charles, Illinois, USA.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**24-27 May 2009**, 7th Asia-Pacific Conference on Combustion (ASPACC09), Taipei, Taiwan, China.

[aspacc2009.me.ntu.edu.tw](http://aspacc2009.me.ntu.edu.tw)

**28-29 May 2009**, 3rd AVL Large Engines TechDays, Graz, Austria.

[www.avl.com](http://www.avl.com)



**8-12 Juni 2009**, ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA.

[www.turboexpo.org](http://www.turboexpo.org)



**15-17 Juni 2009**, SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, Florence, Italy.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**16-18 Juni 2009**, AVL – Advanced Simulation Technologies, International User Conference 2009, Messecenter Stadthalle, Graz, Austria.

[www.avl.com](http://www.avl.com)



**18-19 Juni 2009**, 7th Powertrain Control Systems for Motor Vehicles Symposium, Berlin, Germany.

[www.iav.de/eng/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php)



**22-24 Juni 2009**, PTNSS: III International Congress on Combustion Engines, Opole, Poland.

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



**22-24 Juni 2009**, Fifteenth International Conference on Urban Transport and the Environment, Bologna, Italy.

[www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php](http://www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php)



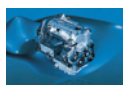
**23-25 Juni 2009**, Second International Conference on Energy and Sustainability, Bologna, Italy.

[www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php](http://www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php)



**29-30 Juni 2009**, 5th Conference Design of Experiments (DoE) in Engine Development, Berlin, Germany.

[www.iav.de/eng/4\\_events/iav\\_conferences.php](http://www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php)



**29 Juni-1 Juli 2009**, 12th European Automotive Congress, Bratislava, Slovakia.

[www.eaec2009.com](http://www.eaec2009.com)



**8-10 Juli 2009**, Seventh International Conference on Ecosystems and Sustainable Development ECOSUD 2009, Chianciano Terme, Italy.

[www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php](http://www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php)



**20-22 Juli 2009**, Seventeenth International Conference on Modelling, Monitoring and Management of Air Pollution, Tallinn, Estonia.

[www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php](http://www.wessex.ac.uk/09-conferences/index.php)



**21-23 Juli 2009**, ASME Power, Albuquerque, New Mexico, USA.

[www.asmeconferences.org/Power09](http://www.asmeconferences.org/Power09)



**16-21 August 2009**, Laser Diagnostics In Combustion, Waterville Valley, NH, USA.

[www.grc.org](http://www.grc.org)



**10-11 September 2009**, 21st Conference Engine & Environment, Graz, Austria.

[www.avl.com](http://www.avl.com)



**13-16 September 2009**, 35th International Scientific Congress on Powertrain and Transport Means, European KONES 2009, Warszawa-Kraków-Zakopane, Poland.

[www.ilot.edu.pl/STRANG/kones2009.html](http://www.ilot.edu.pl/STRANG/kones2009.html)



**13-18 September 2009**, 9th International Conference on Engines and Vehicles (ICE2009), Capri, Naples, Italy.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**16-17 September 2009**, Heavy Duty Diesel (HDD) Emissions Controls Symposium, Goteborg, Sweden.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**29 September-1 October 2009**, SAE/IMEchE Vehicle Thermal Management Systems Conference (VTMS), Phoenix, Arizona, USA.

[www.sae.org/events/vtm/](http://www.sae.org/events/vtm/)



**6-8 October 2009**, Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, Rosemont, Illinois, USA.

[www.sae.org](http://www.sae.org)



**26-28 October 2009**, 15th Asia Pacific Automotive Engineering Conference (APAC-15), Hanoi, Vietnam.

[www.apac15.vn](http://www.apac15.vn)



**3-5 November 2009**, Small Engine Technology Conference, Penang, Malaysia.

[www.setc2009.com](http://www.setc2009.com)



**3-5 November 2009**, Light-Duty Diesel Emissions Control Symposium, Ann Arbor, Michigan, USA.

[www.sae.org/events/training/symposia/lddec/](http://www.sae.org/events/training/symposia/lddec/)



**7-10 December 2009**, International Conference on Fluid and Thermal Energy Conversion (FTEC2009), Tongyeong, Korea.

[ftec2009.com](http://ftec2009.com)



**8-9 December 2009**, Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions, London, Great Britain.

[www.imeche.org](http://www.imeche.org)



**15-18 December 2009**, European Fuel Cell Conference 2009 (EFC09), Rome, Italy.

[www.asmeconferences.org](http://www.asmeconferences.org)



III  
INTERNATIONAL CONGRESS  
ON COMBUSTION ENGINES



Opole - Poland  
22 - 24 June 2009

**Application Form**

To be filled only by the persons who do not register in electronic form

Name (Last, First) .....

Title:  Prof.  PhD  MSc  Eng.

Company name (affiliation) .....

Address for correspondence .....

Phone: ..... Fax: .....

E-mail: .....

- I want to participate but I don't submit a paper
- Number of accompanying persons \_\_\_\_\_
- I participate and submit paper(s) under the title(s): .....

Co-authors of the paper .....

- I want to participate in exhibition of products, measuring devices and software etc..

Language:  English  Polish

..... date .....

..... Signature

filled application form should be sent back to the address of congress organizer

**APPLICATION**

If you wish to participate in the Congress, please fill in the application form, which can be found at [www.ptnss.pl/kongres](http://www.ptnss.pl/kongres)

**ABSTRACTS**

Abstracts of papers (200-250 words), including the title, the author's name(s), affiliation and address, fax and phone numbers and e-mail should be sent to the following e-mail address: [kongres\\_sce@ptnss.pl](mailto:kongres_sce@ptnss.pl)

The authors should also fill in the application form.

**CONGRESS LOCATION**

The congress will be held from the 22<sup>th</sup> to the 24<sup>th</sup> June 2009 at Opole at the Opole University of Technology

**WEATHER CONDITIONS**

June in Opole and South-West Poland is usually pleasant and sunny. Temperatures in the range 25+30°C.

**SECRETARIAT OF THE CONGRESS:**

*PhD* Dariusz Pietras – Science secretary  
Phone/fax: +48 33 82 79 332  
[kongres\\_sce@ptnss.pl](mailto:kongres_sce@ptnss.pl)

*MSc* Jolanta Dembicka – Organizing secretary  
Phone/fax: +48 77 40 06 272  
[kongres\\_org@ptnss.pl](mailto:kongres_org@ptnss.pl)

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY OF COMBUSTION ENGINES**

PTNSS KONGRES 2009

ul. Sarmi Stok 93,  
43-300 Bielsko-Biala  
Poland

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

III  
INTERNATIONAL  
CONGRESS ON  
COMBUSTION ENGINES



Opole - Poland  
22 - 24 June 2009

**PRESIDENT OF PTNSS**

*Prof. Jerzy MERKISZ*

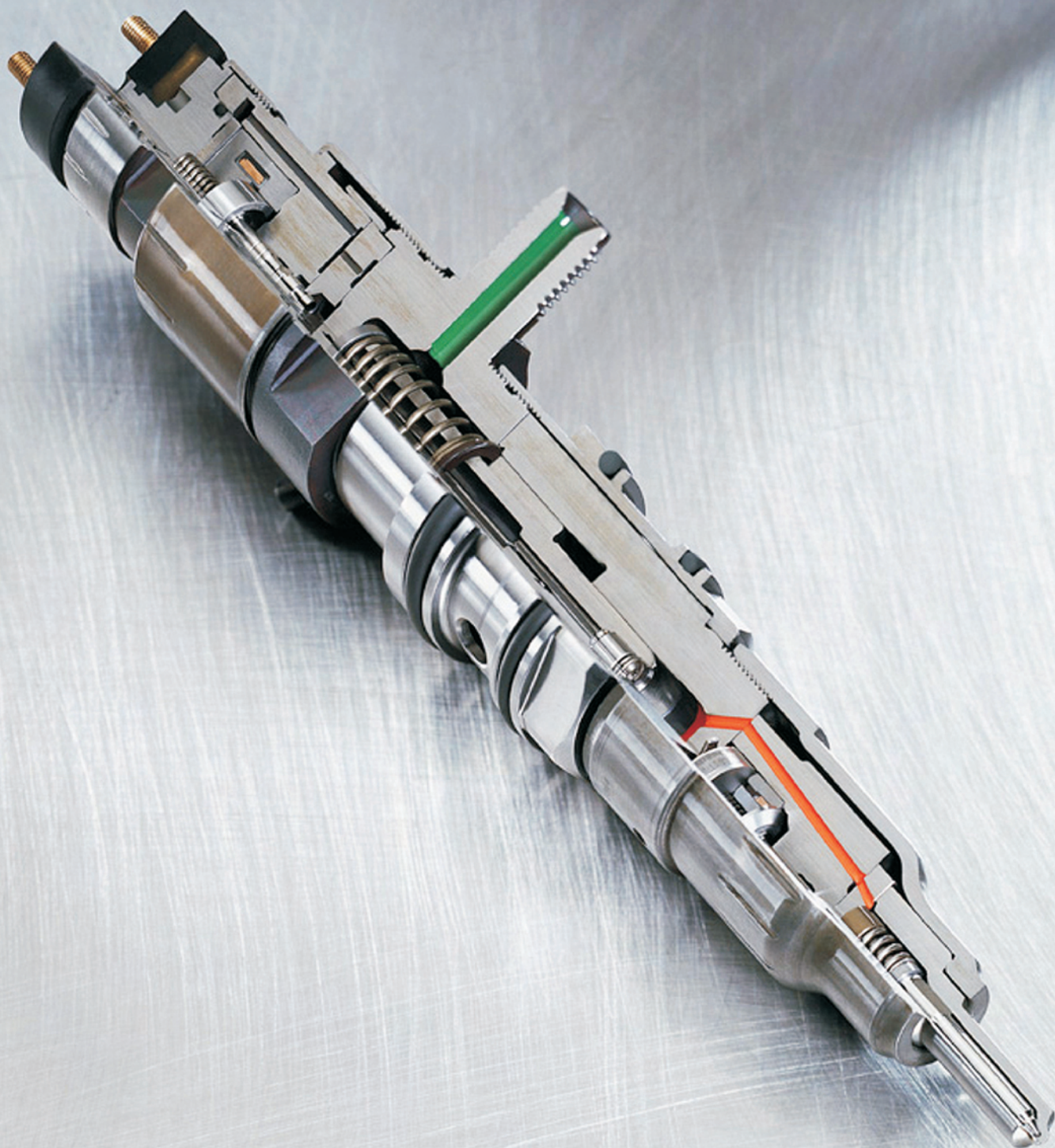


**TOPICS**

The Congress will constitute an opportunity to discuss the latest achievements in such fields as design, manufacture, research and the ecological effect of internal combustion engines and fuel use. The main areas of interest are as follows:

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





Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**  
*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Zgłoszenia

Prenumerata

Zapowiedź

Skład-osobowy

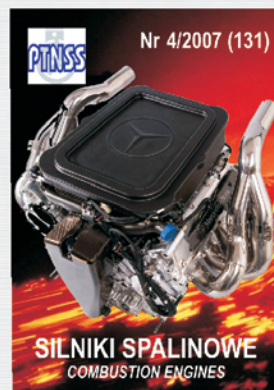
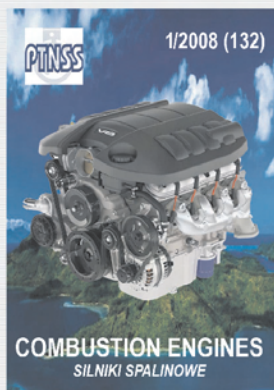
Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



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