



1/2010 (140)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE



POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3, tel. 61/6652207, fax 61/6652204

Badania drogowe pojazdów



POMIAR ZWIĄZKÓW GAZOWYCH

Mobilny analizator Semtech DS firmy Sensors Inc.

ZADYMIENIE SPALIN

On The Road Opacimetr 439 firmy AVL

MASA CZĄSTEK STAŁYCH

Portable Particulate Measurement Device firmy Sensors Inc.

Pomiar metodą grwimetryczną - waga firmy Mettler Toledo

STĘŻENIE CZĄSTEK STAŁYCH

Laser Aerosol Monitor firmy Sensors Inc.

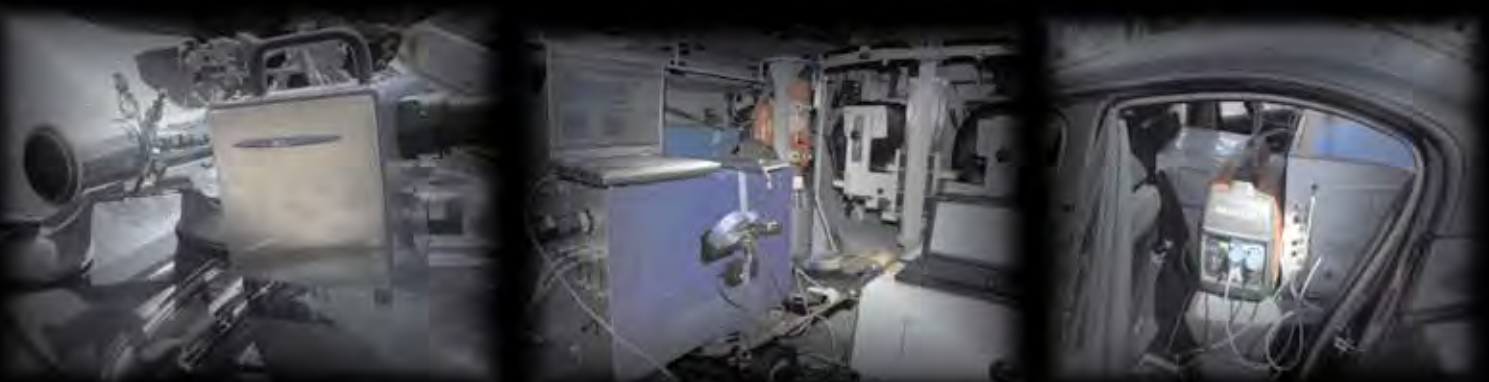
Micro Soot Sensor firmy AVL

LICZNIK CZĄSTEK STAŁYCH

Particle Counter firmy AVL

ROZKŁAD WYMIAROWY CZĄSTEK STAŁYCH

Engine Exhaust Particle Sizer 3090 firmy TSI





COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

1/2010 (140)

April 2010

Rok XLIX

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

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

Scientific Board/Rada Programowa:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – 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 inż. Mirosław Wyszynski

Editorial Office/Redakcja:

Institut 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

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

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Cooperation/Współpraca:

dr inż. Maciej Bajerlein, dr inż. Marek Waligórski,

mgr Tomasz Pawlak

Editorial

Despite a crisis that has recently hit most of the developed world economies, the automotive industry still does not see a drop in the sales in some parts of the world; in the emerging markets such as China, India, Iran and South America the automotive production is growing continuously. A Chinese private vehicle manufacturer Geely Holding Group, supported by a state-owned bank, reached out for the iconic brand in terms of safety and for approximately \$1.8 billion US purchased the majority of shares of the Volvo Cars from Ford thus doubling Geely Holding Group production to approximately 650,000 vehicles per annum. This confirms an overwhelming development potential of the Chinese market and the determination to strive for future domination in the world automotive industry.

In Europe, Japan and North America the automotive development indexes for the year 2010 do show a growing trend, yet, the situation in this sector of the economy is still unstable. In light of the above the news about Fiat launching production of modern two cylinder engines in Poland under the name of SGE (Small Gasoline Engine) fitted with an innovative Multi Air system is grounds for satisfaction.

The automotive shows held within the last few months in Frankfurt, Detroit and Geneva (March 2010) show that the real dominating position of internal combustion engines in the automotive market remains secure, yet, in some segments of the market new concepts come into general attention. For small city vehicles a „Plug-In” electric motor based vehicle type is currently promoted that takes its energy from the energy surplus in the network resulting from uneven power consumption throughout the day. We should expect that in compact and mid-sized vehicles hybrid power trains would appear where the electric motor will enable a more efficient use of the combustion engine properties. The unquestionable advantages of this system are clearly seen in the city traffic because of the capability of the engine to operate at higher efficiency level and lower exhaust emissions, let alone the possibility of kinetic energy recuperation. Such an improvement of the power trains is particularly necessary in large and luxury passenger vehicles.

The search for new, refined concepts of power trains leads to a significant complication of the design, particularly in the aspect of control systems. Sometimes too quick a development leads the manufacturers to serious trouble – take Toyota and its Prius hybrid model as an example. The problem was not the malfunction itself but the difficulty to clearly diagnose and locate the malfunction in a complex electronic power train control system.

This Toyota incident may have a serious impact on further development works, strategic goals and the philosophy of vehicle power train design.

*Editorial Board of the
Combustion Engines Magazine*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
Research/Badania	
<i>J. Hunicz, A. Niewczas, P. Kordos: A research into a gasoline HCCI engine/Badania benzynowego silnika HCCI (2010-SS1-101)</i>	3
<i>K. Śliwiński, T. Papuga: A simulated investigation of an engine fed with oxygen enriched mixture/Badania symulacyjne silnika zasilanego mieszanką wzbogaconą w tlen (2010-SS1-102)</i>	14
<i>G.M. Szymański, F. Tomaszewski: Vibroacoustic methods of assessing valve clearance in combustion engines. An analysis of signals in the area of amplitude – point discriminants/Wibroakustyczne metody szacowania luzu zaworów silników spalinowych. Analiza sygnałów w dziedzinie amplitud – dyskryminanty punktowe (2010-SS1-103)</i>	20
<i>Z. Chłopek: A correlation analysis of the pollutant emission from a self ignition engine/Analiza korelacyjna emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym (2010-SS1-104)</i>	25
Modelling&simulation/Modelowanie i symulacja	
<i>D. Szpica: Simulation tests on air flow through selected types of throttle bodies/Badania symulacyjne przepływu powietrza przez wybrane typy przepustnic (2010-SS1-105)</i>	32
Design/Konstrukcja	
<i>G. Pawlak: The history of the Scania engines/Rozwój silników pojazdów ciężarowych Scania (2010-SS1-106)</i>	40
Technologia/Technology	
<i>K. Lejda, J. Lubas: The influence of technologically boron-modification surface layer on the friction processes in sliding pairs of combustion engine/Wpływ technologicznie ukształtowanej warstwy powierzchniowej z borem na procesy tarcia w parach ciernych silnika spalinowego (2010-SS1-107) ..</i>	50
New constructions/Nowe konstrukcje	
<i>M. Brzeżański: Nowe standardy emisji w silnikach z zapłonem samoczynnym – silnik VW 2.0 TDI</i>	57
News/Aktualności	
<i>Aktualności silnikowe</i>	64
Bibliography/Bibliografia	
<i>Books, monographies, studies/Książki, monografie, rozprawy ...</i>	73
Personalies/Personalia	
<i>Professor titles/Nadanie tytułu profesora</i>	74
Organisation/Organizacje	
<i>Conferences/Konferencje</i>	75

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: 550 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa
Zakład Poligraficzny Moś i Łuczak, sp.j.
Poznań, ul. Piwna 1

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

Reviewers/Recenzenci:

dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. nzw.
prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański
prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. nzw.

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

**Cover/Okladka**

I – 900 cm³ two cylinder TWIN AIR Fiat PowerTrain Technologies engine (N_e = 85 KM)
(*foto.fiatpress.com*), tło (© Sébastien Mangin – Fotolia.com)
IV – Electro-hydraulic system of TWIN AIR engine valve
(*foto.fiatpress.com*)

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines/Silniki Spalinowe
otrzymują **6 punktów**
zgodnie z Komunikatem nr 16 Ministra Nauki
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 16 lipca 2009 r.

Jacek HUNICZ
Andrzej NIEWCZAS
Pawel KORDOS

PTNSS-2010-SS1-101

A research into a gasoline HCCI engine

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) is nowadays a leading trend in the development of gasoline internal combustion engines. The application of this novel combustion system will allow to comply with future legislations concerning the exhaust emissions including carbon dioxide. This paper presents a design and implementation of a research engine with a direct fuel injection and the capability of HCCI combustion via an internal gas recirculation and a negative valves overlap (NVO). The technical approach used in the engine allowed an autonomous HCCI operation at variable loads and engine speeds without the need of a spark discharge. Experiments were conducted at a wide range of valve timings providing data which allowed an assessment of a volumetric efficiency and exhaust gas recirculation (EGR) rate. Permissible range of air excess coefficient, providing stable and repeatable operation has also been identified. The use of direct gasoline injection benefited in the improvement of the start of the combustion (SOC) and heat release rate control via the injection timing.

Key words: combustion process, gasoline engine, HCCI, controlled auto-ignition, negative valves overlap

Badania benzynowego silnika HCCI

Kontrolowany samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej jest obecnie dominującym kierunkiem rozwoju silników benzynowych. Zastosowanie tego nowego systemu spalania pozwoli na spełnienie przyszłych norm emisji toksycznych składników spalin oraz dwutlenku węgla. W artykule przedstawiono konstrukcję silnika badawczego umożliwiającego realizację obiegu roboczego HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin uzyskaną przez ujemne współotwarcie zaworów. Zastosowane rozwiązania techniczne umożliwiły autonomiczną pracę silnika w trybie HCCI przy zmiennych obciążeniach i prędkościach obrotowych, bez konieczności wspomaganie zapłonu wyładowaniem iskrowym. Przeprowadzenie badań w szerokim zakresie zmian faz rozrządu pozwoliło na ocenę możliwości regulacji napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin. Określono także zakres współczynnika nadmiaru powietrza, w którym uzyskiwana jest stabilna i powtarzalna praca silnika. Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny do cylindra pozwoliło na rozszerzenie możliwości kontroli chwili samozapłonu i szybkości wywiązywania się ciepła przez regulację kąta początku wtrysku.

Słowa kluczowe: proces spalania, silnik benzynowy, HCCI, kontrolowany samozapłon, ujemne współotwarcie zaworów

1. Introduction

A combustion system which utilizes auto-ignition of homogeneous in-cylinder charge (HCCI) is a combination of two well known basic principles of internal combustion engines operation. Feeding a cylinder with homogeneous mixture, typical of spark ignition engines, and its compression ignition, typical of Diesel engines, allowed to develop a third combustion system. The application of this novel combustion technique resulted in uncompromising improvement of working cycle efficiency and reduction of engine-out emissions of nitrogen oxides as well as particulates. Nowadays, development of HCCI technology seems to be the only solution for the combustion engines which is capable of complying with future legislations concerning carbon dioxide and exhaust emissions.

Great advantages of this combustion system were discovered accidentally during a research into knock combustion phenomenon in the seventies of the last century. The first research results were presented by Onishi et al. in 1979 [10]. A combustion system called ATAC (*Active Thermo-Atmosphere Combustion*) was implemented in a two-stroke gasoline engine. Najt and

1. Wstęp

System spalania wykorzystujący samozapłon jednorodnej mieszanki paliwowo-powietrznej (HCCI) stanowi połączenie dwóch stosowanych dotychczas sposobów realizacji obiegów roboczych w silnikach spalinowych. Kombinacja zasilania silnika mieszanką jednorodną (charakterystycznego dla silników o zapłonie iskrowym) oraz samozapłon tej mieszanki (typowy dla silników o zapłonie samoczynnym) umożliwiła powstanie trzeciego systemu spalania. Zastosowanie tej nowatorskiej techniki spalania pozwoliło na uzyskanie znacznej poprawy sprawności obiegu roboczego wraz z osiągnięciem radykalnej redukcji emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych. W obecnym czasie rozwój silników HCCI wydaje się jedynym rozwiązaniem, które jest w stanie spełnić przyszłe normy emisji dwutlenku węgla oraz toksycznych składników spalin.

Wielkie możliwości tego systemu spalania zostały przypadkowo odkryte podczas prowadzenia badań nad spalaniem stukowym w latach 70. ubiegłego wieku. Pierwsza praca badawcza na ten temat została zaprezentowana w 1979 r. przez Onishi'ego i in. [10]. System spalania nazwany ATAC (*Active Thermo-Amosphere Combustion*)

Foster [8] in 1983 presented the first results of a 4-stroke gasoline HCCI engine.

Compression ignition can initiate a combustion of all commonly used fuels. In case of Diesel fuel this combustion technique is already in applied in practice [2]. Elsewhere, the application of ethanol, methanol [15], natural gas [6], hydrogen [13], DME [15] and numerous blends of fuels have been deeply investigated. Although each fuel has a unique auto-ignition characteristics, in general they can be divided into two groups: single-stage and two-stage ignition. For single-stage ignition fuels (e.g. gasoline, ethanol, natural gas) the combustion reactions commence when the in-cylinder charge temperature reaches 950–1050 K [11]. In the case of two-stage ignition fuels, cold blue flames appear about 10–20° CA prior to reaching a fast heat release stage. For such fuels blue flames appear at the temperature about 760–880 K [12]. Two-stage ignition is typical of Diesel fuel and also occurs with lighter fuels, such as kerosene [5].

In engines operated in the HCCI combustion mode, in order to obtain a required level of in-cylinder charge temperature it is necessary to provide additional energy before the beginning of the compression process. One of commonly applied methods is heating up of the intake air by an external heater. However, in order to reach self-ignition of single-stage ignition fuels in engines with compression ratios typical of gasoline engines, it is necessary to boost the intake air temperature up to 600 K [9]. In general, fuels which are single-stage ignition require providing more energy to the intake air or using higher compression ratios in comparison to fuels whose combustion starts with blue flames. In investigations of controlled auto-ignition very good results are obtained for blends of fuels with different modes of self-ignition (e.g. gasoline and Diesel fuel). Results of in-depth investigation of numerous fuels and their blends were presented in Combustion Engines No 1/2006 by Wyszyński and Xu [14].

Energy required for auto-ignition can be provided by enthalpy of the exhaust gases. The use of exhaust gases from the previous engine cycle for heating of the air-fuel mixture allows gasoline auto-ignition at a compression ratio typical of spark ignition engines. Exhaust gas can be provided in several ways:

- a) hot exhaust gas re-circulation,
- b) exhaust gas re-breathing by opening exhaust valve during intake stroke and
- c) exhaust trapping by negative valves overlap (NVO) and reduced lift of the valves.

However, substantial dilution of the in-cylinder load by re-circulated exhaust provides reduction of volumetric efficiency, and therefore limitation of high load boundary in the HCCI combustion mode. Moreover, engine operation in the HCCI mode at loads above 0.5 MPa of indicated mean effective pressure (IMEP) is associated with high mechanical and thermal loads of combustion chamber parts [1]. Mechanical loads are the result of relatively high pressure rise rate. Thermal loads are increased by higher mean in-cylinder temperatures due to a large amount of re-circulated exhaust.

realizowany był w dwusuwowym silniku benzynowym. W roku 1983 Najt i Foster [8] przedstawili wyniki badań 4-suwowego benzynowego silnika HCCI.

Kontrolowany samozapłon może być realizowany dla wszystkich stosowanych paliw silnikowych. Przy stosowaniu oleju napędowego ta technika spalania znalazła się już w produkcji [2]. Wykorzystanie do zasilania silników HCCI etanolu, metanolu [15], gazu ziemnego [6], wodoru [13], DME [15] oraz ich różnych mieszanin jest przedmiotem licznych prac. Mechanizmy samozapłonu różnią się dla różnych paliw, jednak generalnie można podzielić je na dwie grupy: zapłon jednostopniowy i zapłon dwustopniowy. Dla paliw o jednostopniowym mechanizmie samozapłonu (np. benzyny, etanolu, gazu ziemnego) reakcje spalania rozpoczynają się po osiągnięciu w cylindrze temperatury na poziomie 950–1050 K [11]. Dla paliw o dwustopniowym mechanizmie samozapłonu około 10–20° OWK przed rozpoczęciem szybkiego wywiązywania się ciepła pojawiają się tzw. zimne płomienie. Dla takich paliw temperatura pojawiania się zimnych płomieni wynosi ok. 760–880 K [12]. Dwustopniowe spalanie jest typowe dla oleju napędowego oraz lżejszych paliw, takich jak np. nafta [5].

Aby osiągnąć wymagany poziom temperatury ładunku w cylindrze, w silniku pracującym według koncepcji HCCI konieczne jest dostarczenie energii do ładunku przed rozpoczęciem procesu jego sprężania. Jednym ze sposobów jest podgrzewanie powietrza w układzie dolotowym z zewnętrznego źródła. Jednakże, aby osiągnąć samozapłon paliw o jednostopniowym mechanizmie spalania w silnikach o stopniach sprężania typowych dla silników benzynowych, konieczne jest podgrzanie ładunku do temperatury nawet 600 K [9]. Generalnie w przypadku paliw o jednostopniowym mechanizmie samozapłonu do inicjalizacji procesu spalania wymagane jest większe podgrzanie ładunku lub większe stopnie sprężania niż przy stosowaniu paliw, dla których występują zimne płomienie. W badaniach kontrolowanego samozapłonu dużo lepsze wyniki uzyskuje się dla mieszanin paliw o różnych mechanizmach samozapłonu (np. oleju napędowego i benzyny). Zastosowanie różnych paliw oraz ich mieszanin w wyczerpujący sposób zostało przedstawione w Silnikach Spalinowych nr 1/2006 w pracy Wyszyńskiego oraz Xu [14].

Dostarczenie energii do samozapłonu może odbywać się także przez wykorzystanie entalpii spalin. Podgrzanie ładunku przez spaliny z poprzedniego cyklu pracy silnika umożliwia samozapłon benzyny przy stopniach sprężania typowych dla silników o zapłonie iskrowym. Dostarczanie spalin może odbywać się kilkoma różnymi sposobami:

- a) przez zewnętrzną recyrkulację gorących spalin,
- b) zasysanie spalin z układu wylotowego podczas suwu dolotu oraz
- c) zatrzymywanie spalin z poprzedniego cyklu z wykorzystaniem ujemnego współotwarcia zaworów.

Jednak znaczne rozrzedzenie ładunku recyrkulowanymi spalinami powoduje obniżenie napełnienia cylindra, a co za tym idzie ograniczenie górnego zakresu pracy silnika w trybie HCCI. Ponadto praca w trybie HCCI przy obciążeniach

In the case of negative valves overlap, in-cylinder charge is compressed twice during a single engine cycle.

Nevertheless, HCCI engine operated with NVO technique nowadays seems to be the best alternative for spark ignition gasoline engines.

This paper presents the results of the research of gasoline controlled auto-ignition engine which uses negative valves overlap technique. The research was held in the Laboratory of Combustion Engines at Lublin University of Technology on a specially designed test stand. It should be noted that, to date, the presented work has been the first of this kind carried out in Poland.

2. Experimental test stand

The examinations were carried out using a SB 3.5 single cylinder research engine (Fig. 1). The main engine parameters are specified in Table 1.

Table 1. SB 3.5 single cylinder research engine specifications

Tabela 1. Dane techniczne jednocylindrowego silnika badawczego SB 3.5

Displacement/objętość skokowa	498.5 cm ³
Bore/średnica cylindra	84 mm
Stroke/skok tłoka	90 mm
Compression ratio/stopień sprężania	11.7
No of valves/liczba zaworów	2
Intake cam profile/profil krzywki zaworu dolotowego	9.4 mm, 235° CA/ 9,4 mm, 235° OWK
Intake valve lift/wznios zaworu dolotowego	2.4...9.4 mm
Exhaust cam profile/profil krzywki zaworu wylotowego	9.2 mm, 235° CA/ 9,2 mm, 235° OWK
Exhaust valve lift/wznios zaworu wylotowego	2.2...9.2 mm
Fuel injector/wtryskiwacz paliwa	Solenoid actuated inwardly opening pressure – swirl/elektromagnetyczny z końcówką generującą zawirowanie
Fuel pressure/ciśnienie paliwa	40...110 bar
Fuel/paliwo	Gasoline 95 RON/benzyna LO B 95

All valvetrain parameters could be changed independently for the intake and exhaust valves during engine operation [7]. Variable valve lift was achieved with the use of a hydraulic device with manual control, extensively described in [4, 7].

The research engine had a bowl shaped combustion chamber located in the engine head. The piston face was protruding on its perimeter and approached the cylinder head closely at top dead center (TDC), which generated some amount of squish (Fig. 2). During the experiments Bosch solenoid injector type HDEV was used. It was an inwardly opening pressure-swirl injector providing fuel directly into the combustion chamber. The injector was located in the engine head with an inclination of 38° against the cylinder axis. The cone of the fuel stream with the angle of approx. 67° was injected in the direction tangential to the swirl generated by the intake port shape.

powyżej 0,5 MPa średniego ciśnienia indykowanego wiąże się z dużymi obciążeniami mechanicznymi oraz cieplnymi elementami komory spalania [1]. Obciążenia mechaniczne są skutkiem nagłego przyrostu ciśnienia w cylindrze, natomiast obciążenia cieplne są wynikiem większej średniej temperatury ładunku ze względu na duży współczynnik recyrkulacji spalin. W sytuacji ujemnego przekroczenia zaworów w jednym cyklu pracy silnika dwukrotnie następuje sprężanie i osiągnięcie wysokich temperatur czynnika roboczego.

Mimo wszystko silnik HCCI o ujemnym przekrociu zaworów wydaje się obecnie najlepszym rozwiązaniem dla benzynowych silników o zapłonie iskrowym. Silnik taki pracuje w trybie HCCI w zakresie małych i średnich obciążeń i prędkości obrotowych, a poza tym zakresem – jako silnik o zapłonie iskrowym.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań benzynowego silnika HCCI wykorzystującego wewnętrzną recyrkulację spalin. Badania przeprowadzono w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Lubelskiej na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku. Należy podkreślić, że jest to pierwsza tego typu praca badawcza zrealizowana w Polsce.

2. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne przeprowadzono na jednocylindrowym silniku badawczym SB 3.5 (rys.1). Dane techniczne silnika zestawiono w tabeli 1.

Silnik posiada mechanizm niezależnej regulacji wzniosów zaworów oraz faz rozrządu zaworów dolotowego i wylotowego. Zmiany nastaw układu rozrządu mogą być dokonywane podczas pracy silnika [7]. Zmianę wzniosu zaworów uzyskano za pomocą mechanizmu hydraulicznego szczegółowo opisanego w pracach [4, 7].

Silnik badawczy posiada kulistą komorę spalania w głowicy. Denko tłoka w GMP znacznie wystaje ponad płaszczyznę podziału cylindra i głowicy silnika, zbliżając się na obwodzie do ścianek komory spalania w głowicy (rys. 2). Dzięki temu uzyskiwany jest efekt wyciskania powodujący zwiększenie zawirowań ładunku w cylindrze. Do zasilania silnika paliwem wykorzystano wtryskiwacz typu HDEV produkcji firmy Bosch podający paliwo bezpośrednio do cylindra. Umieszczono go w głowicy silnika pod kątem 38° do osi cylindra. Struga paliwa o kącie stożka równym 67° podawana jest stycznie do kierunku zawirowania, generowanego przez ukształtowanie kanału dolotowego.

Wszystkie elementy osprzętu silnika napędzane były przez zewnętrzne urządzenia. Olej smarujący podawany był przez pompę elektryczną poprzez układ zaworów przelewowych zapewniających utrzymanie ciśnienia oleju dostarczanego do łożysk ślizgowych silnika na poziomie 4,5 bar oraz właściwe ciśnienie oleju zasilającego hydrauliczny mechanizm wzniosu zaworów. Układ wodnego chłodzenia silnika wyposażony był w elektryczną pompę obiegową, grzałkę oraz wymiennik ciepła, dzięki czemu silnik był rozgrzewany jeszcze przed rozpoczęciem pracy.

Nisko- i wysokociśnieniowa pompa paliwa były napędzane przez silniki elektryczne w celu zapewnienia stałego ciśnienia paliwa, niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Żądane ciśnienie paliwa ustawiane było za pomocą zaworu przelewowego.

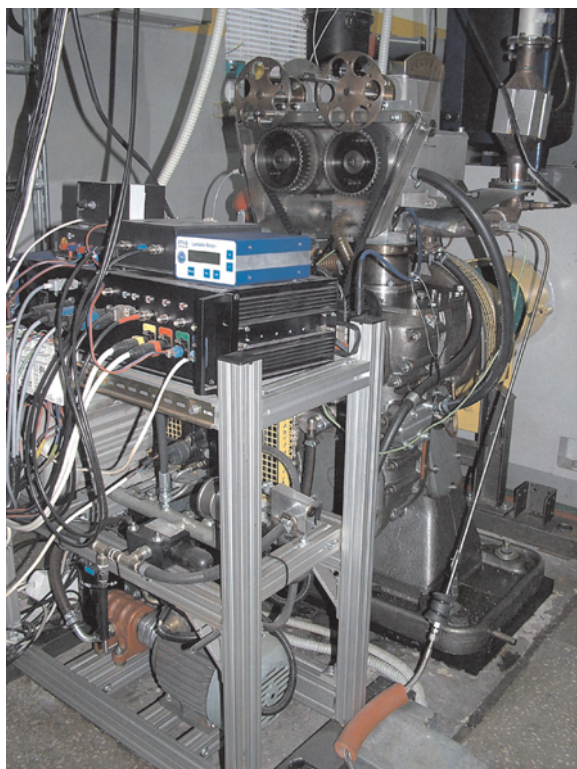


Fig. 1. SB 3.5 research engine

Rys. 1. Silnik SB 3.5

All engine aggregates were driven by external devices. Lubricating oil was supplied by an electric oil pump and a set of pressure valves in order to provide oil for slide bearings at the pressure of 4.5 bar and a sufficient pressure to fill the hydraulic valve lift system. The cooling system was fitted with an electrical heater and an external circulation pump, providing accurate control of water and oil temperature.

Low- and high-pressure fuel pumps were electrically driven in order to obtain constant pressure independent of the engine speed. The desired fuel pressure was set by a hydraulic overpressure valve with an electronic pressure monitoring.

The research engine was coupled to a DC current dynamometer, which allowed a motored engine operation.

The engine control system was based on a microprocessor timing module controlled by a personal computer with a real-time software. Dedicated injection and ignition timing module was designed in order to allow an accurate and repeatable fuel dosage and spark discharge generation. So as to avoid control errors resulting from engine speed fluctuations, crankshaft angle domain procedures (injection and ignition timing) were controlled based on the signals from the crankshaft encoder with an angular resolution of 0.1° CA. The same timing signal was used for triggering of the A/D converter for the recording of the in-cylinder pressure and other signals acquired in the crankshaft angle domain.

Two accelerometers were mounted additionally on the cylinder head. Their signals were used to verify the timing of the valves. Accurate calculation of the valve opening and closing angles based on the geometrical relationship was a difficult task due to internal leakages of the hydraulic

Silnik badawczy połączony był z hamulcem w postaci maszyny prądu stałego umożliwiającej napęd silnika z obcego źródła.

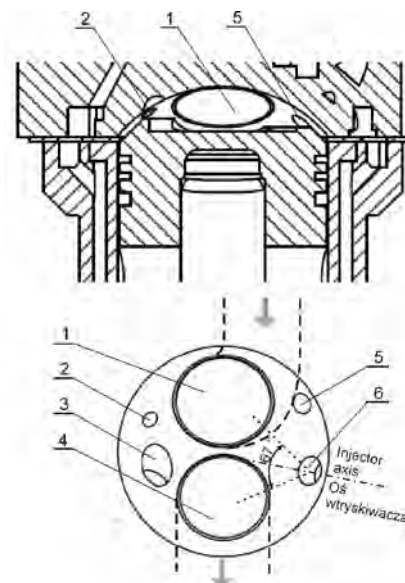


Fig. 2. Cross-section and schematic view of SB 3.5 engine combustion chamber: 1 – intake valve, 2 – in-cylinder pressure sensor, 3 – spark plug seat, 4 – exhaust valve, 5 – supplementary sensor seat, 6 – injector seat

Rys. 2. Przekrój oraz schemat komory spalania silnika BS 3.5: 1 – zawór dolotowy, 2 – czujnik ciśnienia w cylindrze, 3 – gniazdo świecy zapłonowej, 4 – zawór wylotowy, 5 – gniazdo na dodatkowy czujnik, 6 – gniazdo wtryskiwacza

Układ sterowania silnika oparto na mikroprocesorowym module czasu rzeczywistego, zarządzanym przez komputer osobisty z dedykowanym oprogramowaniem. Moduł czasu rzeczywistego umożliwiał precyzyjne i powtarzalne sterowanie dawką paliwa oraz kątem początku wtrysku i kątem zapłonu. Aby uniknąć błędów kąta wynikających z wahań chwilowej prędkości obrotowej silnika, procedury realizowane w funkcji kąta obrotu (kątem początku wtrysku i kątem zapłonu) były realizowane na podstawie sygnału enkodera położenia wału korbowego z rozdzielczością kątową $0,1^\circ$ OWK. Ten sam sygnał wykorzystany był do wyzwolenia przetwornika analogowo-cyfrowego układu rejestracji ciśnienia indykowanego i innych sygnałów rejestrowanych w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego.

Na głowicy silnika zainstalowano dodatkowo dwa akcelerometry. Ich sygnały wykorzystano do weryfikacji faz rozrządu. Dokładne określenie kątów otwierania i zamykania zaworów na podstawie zależności geometrycznych byłoby trudnym zadaniem ze względu na wewnętrzne przecieki układu hydraulicznego. Jednak przy zredukowanym wzniosie zaworów zarówno otwarcie, jak i zamknięcie zaworu generuje łatwy do zidentyfikowania sygnał wibroakustyczny. Otwieranie zaworów było identyfikowane jako chwila zetknięcia się tłoka akumulatora hydraulicznego ze zderzakiem. Zamykanie zaworów dawało silny sygnał drganiowy ze względu na dużą prędkość osiadania zaworu w gnieździe przy zredukowanym wzniosie.

Współczynnik nadmiaru powietrza obliczany był z wykorzystaniem równania bilansu węgla [3], gdzie frakcje

system, however at reduced valves lifts both opening and closing events were clearly identified with the use of vibration signals. Opening of the valves was identified as the point when the piston of the hydraulic accumulator reached its end position. Closing of the valves gave a strong vibration signal due to relatively high speed of the valve at reduced lift.

Air excess coefficient was calculated with the use of a carbon balance equation [3], where molar fractions of the components were provided by the “wet” exhaust analysis. The composition of the exhaust gases was measured with FTIR multi-component analytical system. The mass of the trapped exhaust gases was calculated using gas state equation based on the volume, pressure and temperature at the exhaust valve closing. In order to avoid errors in the measured pressure signal due to vibrations at the exhaust valve closing (EVC), the pressure at EVC was calculated with the use of a recompression model obtained by fitting of the measured pressure with a polytropic curve. The exhaust temperature was provided by a thermocouple located in the exhaust port close to the valve. The EGR rate was calculated as a fraction of re-circulated exhaust mass and fresh intake air mass. The intake air mass was measured with the use of a mass flow meter. Fuel consumption was measured via a fuel balance with a measurement time of 30 s. Additionally, the fuel dose was calculated on the basis of the injector delivery rate characteristics. The net, indicated specific fuel consumption (ISFC) was calculated as a fraction of the fuel dose per single engine cycle and indicated work. Exhaust emissions were also presented as the indicated specific values. The indicated mean effective pressure (IMEP), heat release rate and mass fraction burnt (MFB) were calculated on the basis of in-cylinder pressure traces.

3. Experimental research

3.1. Results of indicator measurements

The aim of the research was to evaluate the possibility of auto-ignition control in the research engine described above. All tests were performed at constant valve lifts and constant opening phases. The opening phase of the intake valve was 130° CA with the lift of 2.8 mm, and the opening phase of the exhaust valve was 130° CA with the lift of 2.4 mm. In this study combustion characteristics were analyzed at variable valve timings, engine speed, air-fuel ratio and injection timing. The engine was fuelled with commercial gasoline (95 RON) from a single batch. Fuel pressure was constant and set to 100 bar. All experiments were held with the spark ignition system switched off.

Figure 3 presents p-V diagrams of the engine operated in the spark ignition (SI) and HCCI combustion modes under the same conditions. Engine speed was 1500 rpm, IMEP – 0,35 MPa and the air excess coefficient (λ) – 1.05. During SI operation the ignition advance was 25° CA before TDC.

The realization of an almost ideal Otto cycle in the case of HCCI combustion (Fig. 3b) resulted in an increase in the thermal efficiency of the engine. The ISFC in HCCI modes were 293 g/kW·h, whereas at SI operation – 328 g/kW·h. The exhaust temperature at HCCI combustion was only 604°C and was 170°C lower than for spark ignited mixture. At air-

molowe poszczególnych składników spalin określone były przez analizę składu spalin „mokrych”. Skład spalin mierzono za pomocą wieloskładnikowego systemu analitycznego typu FTIR. Masa wewnętrznie recykulowanych spalin była określana z wykorzystaniem równania stanu gazu w chwili zamknięcia zaworu wylotowego na podstawie objętości nad tłokiem, ciśnienia w cylindrze i temperatury gazów wylotowych. Aby uniknąć błędów pomiaru ciśnienia w chwili zamykania zaworu spowodowanych drganiem przy zamykaniu zaworu wylotowego, ciśnienie obliczano za pomocą politropowego modelu sprężania. Temperaturę gazów wylotowych mierzono za pomocą termopary umieszczonej bezpośrednio za zaworem wylotowym. Współczynnik recyrkulacji spalin obliczano jako stosunek masy spalin pozostałych z poprzedniego cyklu do masy świeżego powietrza dopływającego do cylindra. Masę świeżego powietrza określano na podstawie natężenia przepływu mierzonego termooptomierzem. Zużycie paliwa mierzono za pomocą miernika masowego, w każdym punkcie pracy przez okres 30 s. Dodatkowo dawka paliwa była obliczana na podstawie znanej charakterystyki wydatku wtryskiwacza paliwa. Indykowane jednostkowe zużycie paliwa obliczano jako stosunek masy wtryskniętego w cykl paliwa do pracy indykowanej. Średnie ciśnienie indykowane oraz przebiegi wywiązywania się ciepła i przebiegi stopnia wypalenia dawki paliwa obliczano na podstawie krzywych ciśnienia indykowanego w cylindrze.

3. Badania eksperymentalne

3.1. Wyniki pomiarów indykatorowych

Celem badań eksperymentalnych była ocena możliwości realizacji systemu spalania HCCI w opisanym wyżej silniku. Badania przeprowadzono przy stałych wzniosach zaworów oraz stałych kątach otwarcia. Wznios zaworu dolotowego wynosił 2,8 mm przy kącie otwarcia 130° OWK, natomiast wznios zaworu wylotowego wynosił 2,4 mm przy kącie otwarcia 120° OWK. Podczas badań zmieniano niezależnie fazy zaworu dolotowego i wylotowego. Zbadano także zmiany napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin przy zmiennej prędkości obrotowej. Sporządzono także charakterystyki regulacyjne składu mieszanki dla dwóch nastaw układu rozrządu. Ponadto określono wpływ kąta początku wtrysku paliwa na przebieg spalania.

Silnik zasilany był handlową benzyną LO 95 pochodzącą z jednej dostawy. Paliwo podawano do cylindra w pojedynczej dawce pod ciśnieniem 100 bar. Wszystkie pomiary wykonano podczas pracy silnika z wyłączonym układem zapłonowym.

Na rysunku 3 przedstawiono zamknięte wykresy indykatorowe silnika pracującego w trybie ZI i HCCI w tych samych warunkach. Prędkość obrotowa wynosiła 1500 obr/min, średnie ciśnienie indykowane 0,35 MPa, a współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$. W przypadku pracy przy zapłonie iskrowym kąt zapłonu wynosił 25° OWK przed GMP.

Realizacja niemal idealnego cyklu Otto w przypadku spalania HCCI (rys. 3b) skutkuje zwiększeniem sprawności cieplnej silnika. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa w cyklu HCCI wynosiło 293 g/kW·h, podczas gdy przy zapłonie iskrowym zużycie paliwa wynosiło 328 g/kW·h. Temperatura spalin przy samozapłonie wynosiła 604°C i była

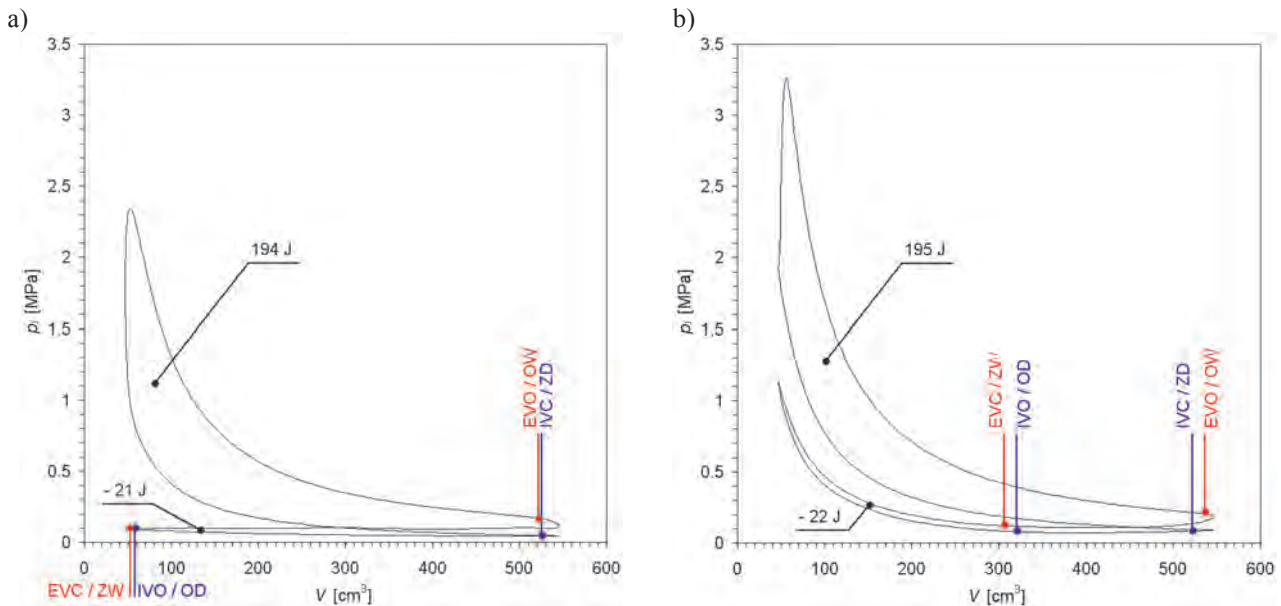


Fig. 3. Indicated pressure versus in-cylinder volume: a) SI cycle, b) HCCI cycle

Rys. 3. Ciśnienie indykowane w funkcji objętości nad tlokiem: a) cykl SI, b) cykl HCCI

-gasoline mixture auto-ignition maximum heat release rate was $62 \text{ J}/^\circ \text{CA}$ and the combustion angle, calculated for 5–95% of mass fraction burnt, was 12°CA , while at spark ignition the heat release rate was $12 \text{ J}/^\circ \text{CA}$ with the combustion duration of 50°CA . The combustion chamber walls heating during the recompression of the exhaust in the NVO period causes some heat losses, however it is comparable with the work losses during charge exchange at throttled SI operation (Fig. 4).

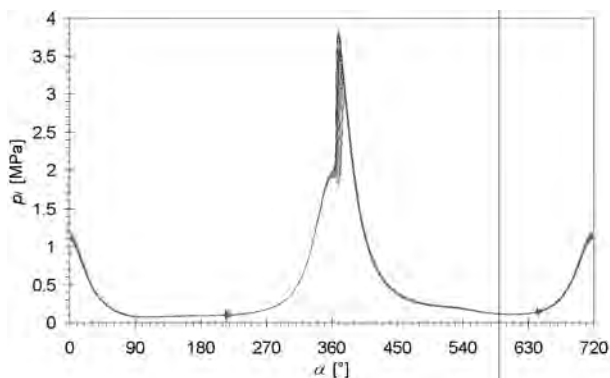


Fig. 4. Indicated pressure for 100 consecutive cycles of engine operation in HCCI mode

Rys. 4. Przebiegi ciśnienia indykowanego ze 100 kolejnych cykli pracy silnika w trybie HCCI

HCCI combustion process, despite a lack of external control of ignition timing, is characterized by a good cycle-to-cycle stability. Figure 4 presents the in-cylinder pressure curves for 100 consecutive engine cycles at the engine speed equal to 1500 rpm, IMEP – 0.37 MPa and the air excess coefficient – 1.07. The coefficient of variation in IMEP was only 2.8%.

3.2. Valve timings

In order to analyze the possibilities of engine load control with the use of valves timings, valvetrain settings were varied

o ponad 170° niższa niż dla zapłonu iskrowego. Przy samozapłonie benzyny maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła wynosiła $62 \text{ J}/^\circ \text{OWK}$, a kąt spalania obliczony dla wypalenia od 5 do 95% dawki paliwa wynosił 12°OWK . Dla porównania, przy zapłonie iskrowym wartości te wynosiły odpowiednio $12 \text{ J}/^\circ \text{OWK}$ oraz 50°OWK . Intensywna wymiana ciepła podczas sprężania i rozprężania spalin przy ujemnym współtowarciu zaworów wiąże się z pewnymi stratami ciepła. Jednakże straty ciepła pętli rekompresji porównywalne są ze stratami pętli wymiany ładunku podczas pracy w trybie SI i regulacji napełnienia za pomocą przepustnicy (rys. 4).

Proces spalania w trybie HCCI, pomimo braku zewnętrznego mechanizmu kontroli zapłonu, charakteryzuje się dużą powtarzalnością kolejnych cykli. Na rysunku 4 przedstawiono krzywe ciśnienia indykowanego dla 100 kolejnych cykli pracy silnika przy prędkości obrotowej 1500 obr/min, średnim ciśnieniu indykowanym 0,37 MPa oraz współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,07$. Współczynnik wariancji średniego ciśnienia indykowanego wynosił 2,8%.

3.2. Fazy rozrządu

W celu zbadania możliwości regulacji obciążenia silnika pracującego w trybie HCCI sporządzono charakterystykę regulacyjną faz rozrządu. Kąt zamknięcia zaworu wylotowego zmieniano w zakresie od 627° do 646°OWK , natomiast kąt otwarcia zaworu dolotowego w zakresie od 77° do 99°OWK . Wszystkie fazy rozrządu podane są w orientacji takiej, jak na rys. 4.

Analizując proces regulacji napełnienia cylindra za pomocą zmian faz rozrządu, zaobserwowano, że współczynnik napełnienia cylindra znacznie bardziej zależy od fazy zaworu wylotowego niż fazy zaworu dolotowego (rys. 5a). Związane jest to z dużą ilością wewnątrznie recyrkulowanych spalin. Porównując współczynnik napełnienia i współczynnik recyrkulacji spalin (rys. 5a i b), można zauważyć, że wielkości te są odwrotnie zależne od siebie. Całkowita masa ładunku

independently for the intake and exhaust valves. Exhaust valve closing (EVC) was regulated in a range from 627° CA to 646° CA, whereas intake valve opening (IVO) phase was varied between 77° CA and 99° CA. All valvetrain phases are oriented according to Fig. 4.

The analysis of the intake process at variable valve timings allowed to observe that volumetric efficiency depended on EVC in much higher extent than on IVO (Fig. 5a). This was associated with the amount of internally re-circulated exhaust. The comparison of volumetric efficiency and EGR rate (Figs. 5a and b) showed that both values are oppositely dependent. The entire in-cylinder mass was changed insignificantly, while the fractions of fresh air and re-circulated exhaust were varied.

w cylindrze ulega zmianie w niewielkim zakresie, natomiast zmienia się proporcja pomiędzy ilością świeżego powietrza i spalin pozostałych z poprzedniego cyklu. Prawie w całym zakresie zmiany faz zaworu wylotowego największe napełnienie uzyskiwane jest przy wczesnych otwarciach, nawet jeżeli występują przepływy zwrotne spalin do kolektora dolotowego. Zależność średniego ciśnienia indykowanego (rys. 5c) była podobna do charakterystyki napełnienia. Zaobserwowano jednak silny wpływ fazy zaworu dolotowego na maksymalną szybkość wywiązywania się ciepła (rys. 5d). Znaczny spadek szybkości wywiązywania się ciepła przy zbyt wczesnych i zbyt późnych otwarciach zaworu dolotowego związany jest z przepływami zwrotnymi na początku suwu

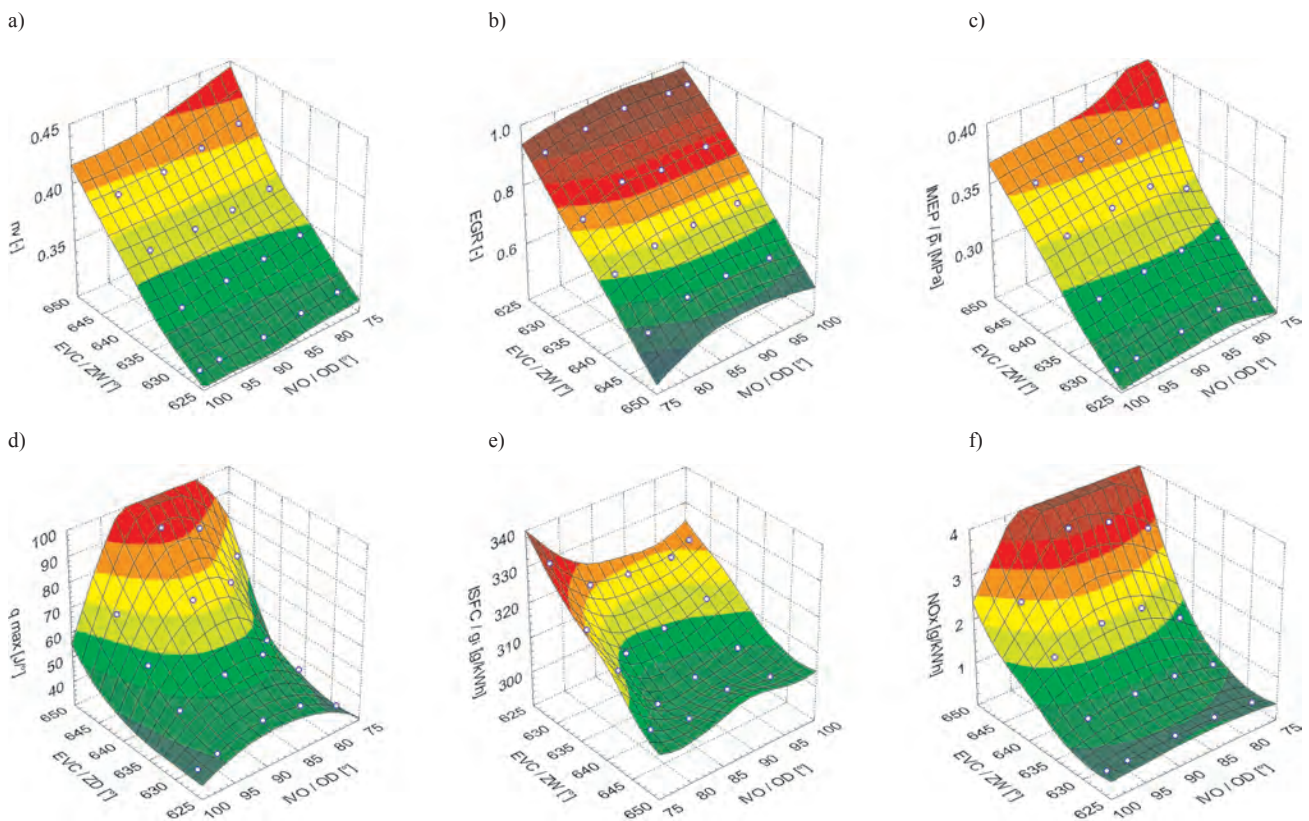


Fig. 5. Valves timing regulation characteristic ($n = 1500$ rpm, $\lambda = 1.08$): a) volumetric efficiency, b) exhaust gas re-circulation rate, c) indicated mean effective pressure, d) maximum heat release rate, e) indicated specific fuel consumption, f) indicated specific NO_x emission (note inverted axes in figures b and e)

Rys. 5. Charakterystyka regulacyjna faz rozrządu ($n = 1500$ obr/min, $\lambda = 1,08$): a) współczynnik napełnienia cylindra, b) współczynnik reszty spalin, c) średnie ciśnienia indykowane, d) maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła, e) jednostkowe indykowane zużycia paliwa, f) jednostkowa indykowana emisja NO_x (należy zwrócić uwagę na odwrócone osie na wykresach b i e)

In general, in the whole range of EVC angles the highest volumetric efficiency was obtained at early IVO, even if it resulted in backflows of the mixture to the intake manifold. The characteristics of IMEP (Fig. 5c) was similar to the one of volumetric efficiency. However, IVO angle was found as the value which determines the heat release rate (Fig. 5d). A significant decrease in the maximum heat release rate at an early or late IVO was a result of backflows through the intake valve at its opening or closing. Backflows of exhaust or mixture to the intake manifold resulted in cooling down of the in-cylinder load, thus leading to an increase in the combustion time. The minimum values of

dolotu bądź pod jego koniec. Zawrótne spalin lub mieszaniny spalin do kolektora dolotowego powoduje ochłodzenie ładunku i w związku z tym wydłużenie procesu spalania. Natomiast minimalna wartość jednostkowego zużycia paliwa przypada dla faz zaworu dolotowego podążających za fazami zaworu wylotowego. Aby uzyskać minimum zużycia paliwa, wcześniejsze zamykanie zaworu wylotowego wymaga opóźnienia otwarcia zaworu dolotowego, przy czym zamiana fazy wylotu o 20° OWK wymaga zmiany fazy dolotu o 10° OWK. Zbyt wczesne otwarcie zaworu dolotowego powoduje większy wzrost jednostkowego zużycia paliwa niż otwarcie zbyt

the indicated specific fuel consumption (ISFC) were observed for IVO following EVC in order to provide symmetrical valve phases at NVO. However, for the advance of EVC by 20° CA IVO should be delayed by 10° CA. An early IVO resulted in an increase in the fuel consumption in comparison to late IVO (Fig. 5e), despite higher value of the volumetric efficiency in the first case. However, as for the NO_x emission, a late IVO provides lower content of this toxic component (Fig. 5f).

3.3. Injection timing

In order to provide homogeneous in-cylinder charge, fuel was injected during the expansion of re-compressed exhaust, before beginning of the fresh air intake. Beside such high injection advance, the start of the combustion process was found to be very sensitive to the angle of the start of the injection (SOI) (Fig. 6). Measurements were done at the engine speed of 1500 rpm and a volumetric efficiency of approximately 0.34.

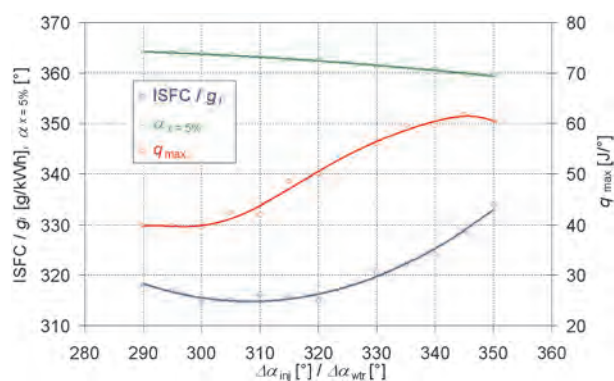


Fig. 6. Indicated specific fuel consumption, angle of 5% mass fraction burnt and maximum heat release rate with respect to injection timing ($\lambda = 1.1$)

Rys. 6. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa, kąt wypalenia 5% dawki paliwa oraz maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła w funkcji kąta wyprzedzenia początku wtrysku ($\lambda = 1,1$)

The advance of SOI in a range from 290 to 350° CA before TDC provided an advance of 5% MFB by 5° CA. At the same time, maximum heat release rate was increased from 40 to 60 J/° CA. It should be observed that the relation between the injection timing and the heat release rate was sigmoid. In the investigated range of SOI, EGR rate was varying between 0.8 and 0.85 due to the temperature changing of the re-circulated exhaust. The lowest values of ISFC were obtained at a delayed SOI. Figure 7 presents indicated specific NO_x emission with respect to the maximum heat release rate. It was found that the lower the heat release is, the lower the NO_x emission is generated by the combustion process. Thus, emission of nitrogen oxides and fuel consumption can be reduced simultaneously by the injection timing control.

3.4. Air excess coefficient

Air excess coefficient (λ) adjustment characteristics were obtained at the engine speed of 1500 rpm, for two valvetrain settings. At lower load the volumetric efficiency was 0.29, while the EGR rate was close to 1. At higher load the above values were 0.33 and 0.85 respectively.

The courses of the air excess coefficient characteristics at the HCCI combustion mode (Fig. 8) are similar to those

późne (rys. 5e), pomimo iż napełnienie cylindra jest większe w pierwszym przypadku. Jednak z punktu widzenia minimalizacji emisji tlenków azotu korzystniejsze jest stosowanie późnego otwarcia zaworu dolotowego (rys. 5f).

3.3. Kąt wtrysku paliwa

Aby zapewnić jednorodną mieszankę paliwowo-powietrzną w cylindrze, paliwo podczas pracy w trybie HCCI było wtryskiwane podczas rozprężania spalin przed rozpoczęciem dolotu świeżego powietrza. Pomimo zastosowania tak dużego wyprzedzenia zaobserwowano silny wpływ kąta początku wtrysku na przebieg spalania (rys. 6). Charakterystyka została wykonana przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i współczynnika napełnienia około 0,34.

Wraz z wyprzedzaniem początku wtrysku od 290 do 350° OWK przed GMP w suwie pracy wyprzedzeniu uległ także kąt wypalenia 5% dawki paliwa. W badanym zakresie kąt ten zmienił się o 5° OWK. Równocześnie wzrastała maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła od 40 do około 60 J/° OWK. Należy zauważyć, że zależność ta miała przebieg sigmoidalny. W badanym zakresie kąta wtrysku, ze

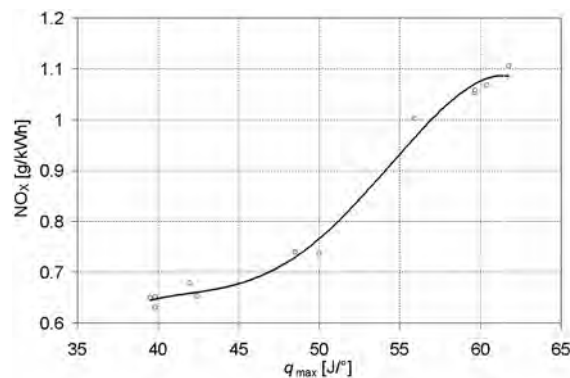


Fig. 7. Indicated specific NO_x emission with respect to maximum heat release rate ($\lambda = 1.1$)

Rys. 7. Jednostkowa indykowana emisja NO_x w funkcji maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła ($\lambda = 1,1$)

względem na zmiany temperatury spalin, zmieniał się także współczynnik recyrkulacji spalin od 0,8 do 0,85. Najmniejsze wartości jednostkowego zużycia paliwa występowały dla późniejszych kątów wtrysku paliwa. Na rysunku 7 przedstawiono zależność jednostkowej indykowanej emisji tlenków azotu od szybkości wywiązywania się ciepła. Przy mniejszych szybkościach wywiązywania się ciepła, uzyskanych przez opóźnienie wtrysku, zaobserwowano także najmniejszą emisję tlenków azotu.

3.4. Współczynnik nadmiaru powietrza

Charakterystyki regulacyjne składu mieszanki sporządzono przy prędkości obrotowej 1500 obr/min, dla dwóch ustawień faz rozrządu. Przy mniejszym obciążeniu silnika współczynnik napełnienia wynosił 0,29, natomiast współczynnik reszty około 1. Przy większym obciążeniu wartości te wynosiły odpowiednio 0,33 oraz 0,85.

Przebieg charakterystyk regulacyjnych składu mieszanki silnika pracującego w trybie HCCI (rys. 8) wskazuje, że są one podobne do typowych charakterystyk silników ZI zasilanych mieszanką homogeniczną. Maksymalny współczynnik nadmia-

of homogeneous charge spark ignited engines. The lean limit of the mixture strength was established at the level of $\lambda = 1.2$. Above this value the coefficient of variation in the IMEP exceeded 5%. The minimum of ISFC took place at the mixture strength (λ) between 1.05 and 1.1. At higher engine load the optimal λ range was shifted towards leaner mixtures. At a slightly lean mixture the highest values of NO_x emission were observed (Fig. 9), however they were rapidly dropping at increasing λ values, allowing to obtain 2-digit ppm molar fractions. The operation at lean mixture and lower load allowed a cylinder-out NO_x emission reduction to the excellent level of 16 ppm. The unburned hydrocarbons emission was slightly rising with the air excess coefficient. The CO emission dropped rapidly above the stoichiometric point with its minimum achieved at a slightly lean mixture. Above $\lambda = 1.15$ an insignificant increase of CO was noticed.

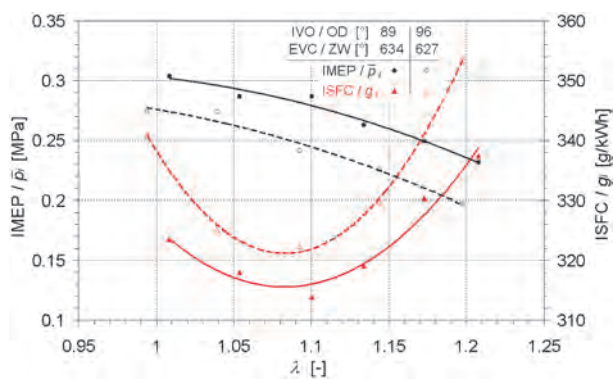


Fig. 8. Indicated mean effective pressure and indicated specific fuel consumption with respect to air excess ratio for two valvetrain settings [4]
Rys. 8. Średnie ciśnienie indykowane i indykowane jednostkowe zużycie paliwa w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch różnych ustawień faz rozrządu [4]

3.5. Engine speed

Figure 10 presents the speed characteristic of the engine in the HCCI mode of combustion. The presented characteristic was made at an EVC angle of 640° CA and IVO 83° CA. The air excess coefficient was kept at the level of $\lambda = 1.05$ by the correction of the mass of the fuel injected.

The analysis of the speed characteristic reveals a strong influence of the flow discharge during the charge exchange process due to reduced valve lifts and relatively short opening angles (Fig. 10a). The increase in the engine speed caused a significant drop in the volumetric efficiency and rise of the EGR rate. It should be noticed that the dynamic phenomena at charge exchange resulted in a non-monotonous course of the recirculated exhaust fraction. Although volumetric efficiency and IMEP were dropping with the increase in the engine speed, ISFC was decreasing too. This relationship was ascribed to lower heat losses at elevated speeds. Lowering of the engine load also resulted in a decrease of NO_x emission. However, the content of this component is related to a heat release rate (Fig. 10b). At higher engine speeds, the emission of NO_x dropped to $1 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ (about 200 ppm), while for low speeds and high loads emissions typical of spark ignition engines were observed (about 900 ppm). It should be noted that the engine was operated at air excess coefficient of $\lambda = 1.05$, at which the maximum emission of NO_x

ru powietrza, przy którym współczynnik wariancji średniego ciśnienia indykowanego nie przekracza 5% wynosił około 1,2. Minimum jednostkowego zużycia paliwa przypadało na zakres współczynnika nadmiaru powietrza 1,05 do 1,1, przy czym dla większego obciążenia optymalna wartość λ była nieznacznie większa. Maksymalna emisja tlenków azotu występowała przy lekko zubożonej mieszance (rys. 9). Natomiast przy dalszym zubożaniu mieszanki szybko spadała, osiągając dwucyfrowe stężenia molowe. W przypadku mniejszego obciążenia i współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ osiągnięto znakomitą wartość stężenia NO_x na poziomie 16 ppm. Przy zubożaniu mieszanki od punktu stechiometrycznego jednostkowa emisja niespalonych węglowodorów monotonicznie wzrastała. Emisja tlenku węgla szybko spadała przy zubożaniu mieszanki, osiągając minimum w zakresie mieszanek lekko ubogich. Powyżej współczynnika nadmiaru powietrza 1,15 odnotowano niewielki wzrost emisji tego składnika.

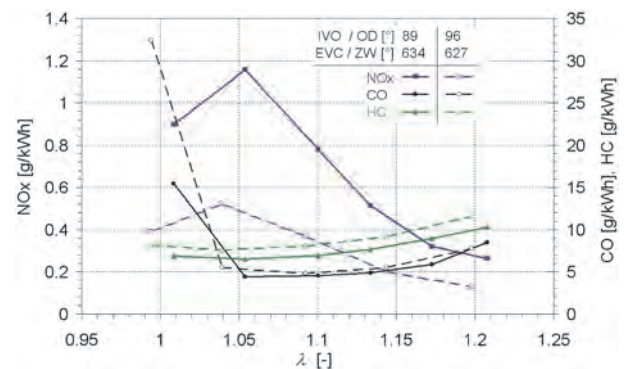


Fig. 9. Indicated specific emission of exhaust toxic components with respect to air excess ratio for two valvetrain settings [4]

Rys. 9. Indykowana jednostkowa emisja toksycznych składników spalin w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch różnych ustawień faz rozrządu [4]

3.5. Prędkość obrotowa silnika

Na rysunku 10 przedstawiono charakterystykę prędkościową silnika pracującego w trybie HCCI. Kąt zamknięcia zaworu wylotowego wynosił 640° OWK, natomiast kąt otwarcia zaworu dolotowego wynosił 83° OWK. Współczynnik nadmiaru powietrza utrzymywany był przez korektę czasu wtrysku paliwa na stałym poziomie $= 1,05$.

Zredukowane wzniosy oraz krótkie kąty otwarcia zaworów spowodowały, że na charakterystyce prędkościowej obserwowany był silny wpływ oporów przepływu podczas wymiany ładunku (rys. 10a). Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej nastąpił wyraźny spadek napełnienia cylindra i wzrost współczynnika recyrkulacji spalin. Należy jednak zauważyć, że zjawiska dynamiczne podczas wymiany ładunku spowodowały, że zmiana współczynnika recyrkulacji spalin nie była monotoniczna. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, mimo iż obciążenie silnika malało, zmniejszeniu ulegało także jednostkowe indykowane zużycie paliwa. Działo się tak ze względu na mniejsze straty ciepła. Wraz ze zmniejszaniem się obciążenia silnika przy wzrastającej prędkości obrotowej malała także emisja tlenków azotu. Jednakże emisja tego składnika była także ściśle związana z szybkością wywiązywania się ciepła w cylindrze (rys.

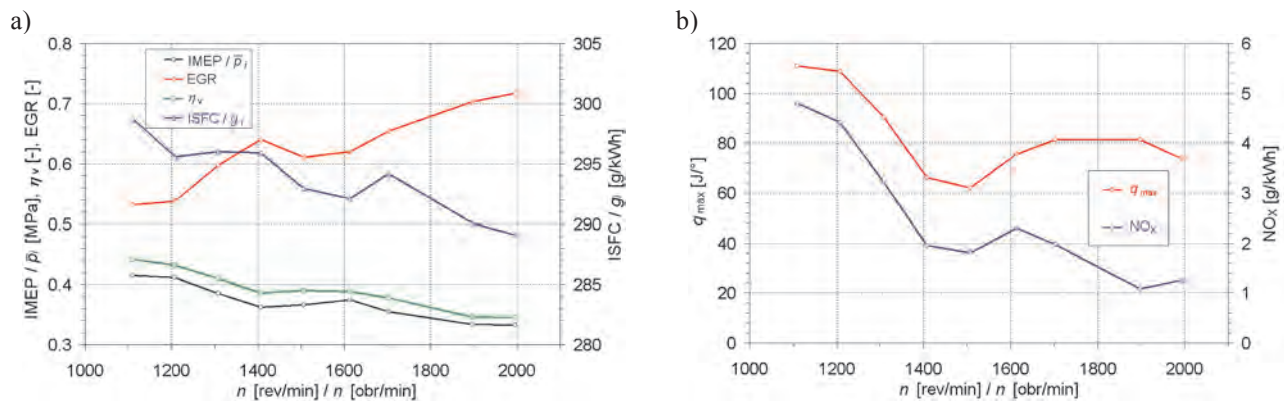


Fig. 10. Speed characteristic of engine in HCCI operation mode

Rys. 10. Charakterystyka prędkościowa silnika pracującego w trybie HCCI

takes place. At high loads the HCCI mode of combustion could be continued at a stoichiometric mixture. Thus, the tailpipe emission of NO_x would be reduced by the 3-way catalytic converter maintaining the benefit of lower fuel consumption in the HCCI combustion mode in comparison to spark ignition operation.

4. Conclusions

The design of a research engine presented in this paper let the authors realize an extensive research into gasoline controlled auto-ignition. It should be noted that its all components, beside valve lift adjustment mechanism, were typical of a spark ignition engine. It allowed the authors to obtain a technical solution for the HCCI engine at minimum modifications and a compression ratio of a spark ignition engine.

At the adjustment of the cylinder volumetric efficiency via the valvetrain settings it was stated that the exhaust valve timing determines the fresh air intake, while the intake valve timing has a much smaller effect. However, intake valve timing has an impact on the heat release rate, and therefore has influence on the specific fuel consumption and nitrogen oxides emission.

Direct injection offered additional benefits to the combustion process control in the HCCI engine. The start of the injection influenced both the self-ignition timing and the heat release rate. It was stated that the HCCI engine does not show the "Diesel problem". An optimum injection advance provided a reduction of nitrogen oxides emission and fuel consumption at the same time.

The highest thermal efficiency of the engine was obtained at the air excess coefficient λ between 1.05 and 1.1. However, it was possible to lower the low load limit at leaner mixtures. At air excess coefficient $\lambda = 1.2$ the indicated mean effective pressure below 0.2 MPa was achieved at a satisfactory level of cycle-to-cycle variability.

At constant valvetrain settings the volumetric efficiency dropped and EGR rate rose rapidly with the engine speed due to the limitations of gas flow through partially open valves and short opening durations. Keeping a constant EGR rate and volumetric efficiency at variable engine speed would require changing of the timings and lifts of the valves.

Acknowledgements

The authors wish to thank doctor Andrzej Muszyński, Head of Automotive Industry Institute for providing the re-

10b). Przy większych prędkościach obrotowych emisja NO_x spadała do poziomu 1 g/kW·h (ok. 200 ppm), natomiast przy małych prędkościach i dużych obciążeniach były to wartości typowe dla silników ZI (ok. 900 ppm). Należy jednak pamiętać, że silnik pracował przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$, czyli w zakresie, w którym emisja NO_x jest największa. W zakresie większych obciążeń tryb spalania HCCI mógłby być kontynuowany przy zasilaniu silnika mieszkanką stechiometryczną. Dzięki temu tlenki azotu byłyby zredukowane przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny przy zachowaniu korzyści wynikających z obniżonego zużycia paliwa w porównaniu z systemem spalania ZI.

4. Wnioski

Przedstawiona w artykule konstrukcja silnika badawczego umożliwiła przeprowadzenie wszechstronnych badań silnika o kontrolowanym samozapłonie benzyny. Na uwagę zasługuje fakt, że wszystkie elementy silnika poza układem regulacji wzniosu zaworów są typowe dla silnika o zapłonie iskrowym. Dzięki temu uzyskano rozwiązanie techniczne silnika HCCI przy minimalizacji zmian konstrukcyjnych i stopniu sprężania typowym dla silnika o zapłonie iskrowym.

Przy regulacji napełnienia cylindra przez zmiany faz rozrządu przy stałych wzniosach zaworów decydujący wpływ ma faza zaworu wylotowego, a znacznie mniejszy faza zaworu dolotowego. Natomiast faza zaworu dolotowego silnie wpływa na szybkość wywiązywania się ciepła w cylindrze, a co za tym idzie na jednostkowe zużycie paliwa oraz emisję tlenków azotu.

Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny rozszerza możliwości kontroli chwili samozapłonu oraz szybkości wywiązywania się ciepła. Stwierdzono znaczny wpływ kąta początku wtrysku na wyżej wymienione wielkości. Przeprowadzone badania dowiodły, że dla silnika pracującego w trybie HCCI nie występuje tzw. „problem Diesla”. Optymalny kąt początku wtrysku zapewnia jednoczesną minimalizację jednostkowego zużycia paliwa oraz emisji tlenków azotu.

Silnik pracujący w trybie HCCI osiąga największą sprawność cieplną w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza od 1,05 do 1,1. Jednakże zubażenie mieszanki pozwala na obniżenie dolnej granicy obciążenia silnika. Przy współczynniku

search engine SB 3.5 for the tests. This work would have not been completed without the valvetrain mechanism designed by doctor Wiesław Kozaczewski let alone his invaluable contribution in building of the test stand.

The laboratory equipment used for the realization of the investigation was financed by Polish Ministry of Science and Higher Education, grant no N502 047 32/3679 realized in the years 2007-2009.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Blaxill H., Cairns A.: Production-Feasible Controlled Auto-Ignition. *Auto Technology*, vol. 7, pp. 28-31, 2007.
- [2] Hasegawa R., Yanagihara H.: HCCI Combustion in DI Diesel Engine. SAE Tech. Paper No. 2003-01-0745, 2003.
- [3] Heywood J.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [4] Hunicz J., Kordos P.: Experimental Study of the Gasoline Engine Operated in Spark Ignition and Controlled Auto-Ignition Combustion Modes. SAE Tech. Paper No. 2009-01-2667, 2009.
- [5] Hwang W., Dec J., Sjöberg M.: Spectroscopic and Chemical-Kinetic Analysis of the Phases of HCCI Autoignition and Combustion for Single- and Two-Stage Ignition Fuels. *Combustion and Flame*, vol. 154, pp. 387-409, 2008.
- [6] Jun D., Iida N.: A Study of High Combustion Efficiency and Low CO Emission in a Natural Gas HCCI Engine. SAE Tech. Paper No. 2004-01-1974, 2004.
- [7] Kozaczewski W.: Zmienne fazy rozrządu – nowe rozwiązania i silnik badawczy do badania ich wpływu. *Journal of KONES Combustion Engines*, vol. 8, No. 3-4, pp. 182-187, 2001.
- [8] Najt P., Foster D.: Compression-ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Tech. Paper No. 830264, 1983.
- [9] Oakley A., Zhao H., Ladommatos N., Ma T.: Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine. SAE Tech. Paper No. 2001-01-1030.
- [10] Onishi S., Jo S., Shoda K., Jo P., Kato S.: Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – a New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Tech. Paper No. 790501, 1979.
- [11] Sjöberg M., Dec J.: Comparing late-cycle autoignition stability for single- and two-stage ignition fuels in HCCI engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 31, pp. 2895–2902, 2007.
- [12] Sjöberg M., Dec J.: EGR and Intake Boost for Managing HCCI Low-Temperature Heat Release over Wide Ranges of Engine Speed. SAE Tech. Paper No. 2007-01-0051, 2007.
- [13] Stenlaas O., Egnell R., Johansson B., Mauss F. Hydrogen as Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fuel. SAE Tech. Paper No. 2004-01-1976, 2004.
- [14] Wyszynski M., Xu H.: HCCI with Standard and Alternative Fuels at Moderate Compression Ratios. *Combustion Engines* No. 1/2006 (124), pp. 3-20, 2006.
- [15] Yao M., Zheng Z., Chen Z., Zhang B.: Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME)/Methanol Dual Fuel. SAE Tech. Paper No. 2004-01-2993, 2004.

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

Prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: a.niewczas@pollub.pl



nadmiaru powietrza równym 1,2 uzyskano średnie ciśnienie indykowane poniżej 0,2 MPa przy zachowaniu zadowalającej powtarzalności kolejnych cykli pracy silnika.

Ze względu na znaczne opory przepływu przez zawory pracujące z niewielkimi wzniosami, przy zmianie prędkości obrotowej silnika konieczna jest płynna regulacja faz rozrządu i wzniosu zaworów w celu zyskania stałych wartości współczynnika napełnienia i współczynnika recyrkulacji spalin.

Podziękowania

Autorzy pragną podziękować Panu dr. inż. Andrzejowi Muszyńskiemu Dyrektorowi Przemysłowego Instytutu Motoryzacji za udostępnienie silnika badawczego SB 3.5. Niniejsza praca nie byłaby zrealizowana bez wykorzystania konstrukcji układu rozrządu wykonanej przez dr. inż. Wiesława Kozaczewskiego, a także bez Jego bezcennych rad udzielonych podczas budowy stanowiska badawczego.

Wykorzystane do badań stanowisko laboratoryjne zostało sfinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w ramach grantu nr N502 047 32/3679 realizowanego w latach 2007-2009.

Nomenclature/Oznaczenia

CA/OWK	Crankshaft Angle/ <i>kąt obrotu wału korbowego</i>
DME	Dimethyl Ester/ <i>ester dwumetylowy</i>
EGR	Exhaust Gas Re-circulation/ <i>recyrkulacja spalin</i>
EVC	Exhaust Valve Closing/ <i>zamknięcie zaworu wylotowego</i>
FTIR	Fourier Transform Infrared/ <i>transformata Fouriera widma w podczerwieni</i>
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition/ <i>samozapłon mieszanki jednorodnej</i>
η_v	Volumetric efficiency/ <i>współczynnik napełnienia cylindra</i>
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i>
ISFC	Indicated Specific Fuel Consumption/ <i>jednostkowe indykowane zużycie paliwa</i>
IVO	Intake Valve Opening/ <i>otwarcie zaworu dolotowego</i>
λ	Air excess ratio/ <i>współczynnik nadmiaru powietrza</i>
MFB	Mass Fraction Burnt/ <i>stopień wypalenia dawki paliwa</i>
NVO	Negative Valve Overlap/ <i>ujemne współotwarcie zaworów</i>
SI/ZI	Spark Ignition/ <i>zapłon iskrowy</i>
SOC	Start of Combustion/ <i>początek spalania</i>
SOI	Start of Injection/ <i>początek wtrysku paliwa</i>
TDC/GMP	Piston Top Dead Center/ <i>górne zwrotne położenie tłoka</i>

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

Dr inż. Jacek Hunicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.hunicz@pollub.pl



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

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

e-mail: p.kordos@pollub.pl



A simulated investigation of an engine fed with oxygen enriched mixture

The results of a simulated investigation of work processes of an engine fed with oxygen enriched mixture have been presented in the paper. The aim of the investigation was the evaluation of the influence of an increased content of oxygen in the mixture on the course of the combustion, particularly temperature and pressure of the working medium as well as the parameters related to the engine operation. A determination of these parameters will allow defining the boundary parameters of mixture composition during test stand examinations.

Key words: combustion engine, oxygen-enriched mixture, computer simulation

Badania symulacyjne silnika zasilanego mieszanką wzbogaconą w tlen

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych procesów roboczych silnika zasilanego mieszanką o podwyższonej zawartości tlenu. Celem tych badań było oszacowanie wpływu zwiększonej zawartości tlenu w ładunku na przebieg spalania, a w szczególności temperatury i ciśnienia czynnika roboczego oraz wskaźników związanych z pracą silnika. Określenie wartości tych parametrów pozwoli na wyznaczenie granicznych parametrów składu mieszanki podczas badań stanowiskowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, mieszanka wzbogacona w tlen, symulacja komputerowa

1. Introduction

Feeding of an engine with oxygen enriched air-fuel mixture is one of the ways to improve engine operating parameters and at the same time reduce the exhaust emissions.

The possibilities of realization of the oxygen enrichment process by use of the molecular sieves or membrane method without vehicle mobility limitation were presented in the previous publications [8, 9]. It was proven that a positive energetic balance resulted from the engine power increase following the application of the mentioned methods.

Feeding of an engine with an oxygen-enriched mixture is the object of investigations in the number of centers all over the world, particularly in Japan, United States and Korea. The main emphasis is put on the reduction of exhaust emissions [4, 5] during the first work cycles after engine cold start [7, 2] and startability in low temperatures [10]. Investigations also concern the use of that method for engine feeding with alternative fuels [1].

The problem of feeding of an engine with oxygen enriched mixture is consistent with the present trend of engine development heading towards specific power increase and fuel consumption decrease (downsizing) with a simultaneous reduction of exhaust emissions.

Before beginning of the engine modification to adapt it for that type of feeding, a computer simulation of the engine work processes was carried out.

The aim of the simulated investigation was to define the parameters of engine operation. Simulation has been carried out for selected states of engine operation at constant values of: ignition advance angle, engine speed, filling coefficient, air excess coefficient and oxygen concentration.

1. Wstęp

Zasilanie silnika mieszanką paliwowo-powietrzną z powietrzem wzbogaconym w tlen jest jednym ze sposobów na poprawę parametrów pracy silnika przy równoczesnym zmniejszeniu emisji toksycznych składników spalin.

W poprzednich publikacjach [8, 9] przedstawiono możliwość realizacji procesu wzbogacania powietrza w tlen za pomocą sit molekularnych lub metody membranowej bez ograniczenia mobilności pojazdu. Wykazano dodatni wynik bilansu energetycznego wynikający ze wzrostu mocy silnika przy zastosowaniu tych metod separacji.

Zasilanie silnika mieszanką wzbogaconą w tlen jest przedmiotem badań w licznych ośrodkach na całym świecie, a szczególnie w Japonii, Stanach Zjednoczonych i Korei. Główny nacisk jest kładziony na zmniejszenie emisji toksycznych składników spalin [4, 5] w czasie pierwszych cykli pracy silnika po zimnym rozruchu [2, 7] oraz poprawę zdolności rozruchowych w niskiej temperaturze [10]. Badania dotyczą również wykorzystania z tej metody zasilania przy zasilaniu silników paliwami alternatywnymi [1].

Zagadnienie zasilania silnika mieszanką wzbogaconą w tlen jest zgodne z obecnym kierunkiem rozwoju silników, zmierzającym do zwiększenia mocy jednostkowej i zmniejszenia zużycia paliwa (*downsizing*) przy równoczesnym ograniczeniu emisji związków toksycznych.

Przed przystąpieniem do modyfikacji wynikających z przystosowania silnika do tego typu zasilania oraz przed rozpoczęciem badań stanowiskowych silnika przeprowadzono symulację komputerową procesów roboczych silnika.

Celem badań symulacyjnych było określenie parametrów pracy silnika. Symulacja została przeprowadzona dla wybranych stanów pracy silnika przy ustalonych wartościach: kąta wyprzedzenia zapłonu, prędkości obrotowej,

2. The model of combustion engine working processes

Zero-dimensional mathematical and physical model of working processes of a combustion engine has been applied in the simulated investigation [6]. A version of the program based on that model was dedicated to a PC and Turbo Pascal was used as the programming language.

Assumptions for physical model were as follows:

- a charge included in the work space is homogeneous and its thermodynamic state is described by averaged thermodynamic parameters (one-zone model),
- the working medium is a semi-ideal gas (the change of the specific heat in the function of temperature and air excess coefficient in burned and non-burned part of the charge have been taken into consideration),
- during compression, burning and expansion the losses of charge do not occur,
- the thermodynamic processes run quasi-statically, temperature gradients do not occur in the charge volume,
- the heat release during combustion is described by the Wiebe function,
- the field of distribution of walls temperature has not been taken into consideration, the constant value of the temperature is assumed,
- dissociation phenomenon is described by constant coefficient ϕ_d and a physical underburn by coefficient ϕ_f .

A calculation program includes five procedures: charging (intake), compression, combustion, expansion and exhaust. Intake and exhaust are described by a non-linear differential equation system and have been solved by means of the Runge-Kutty method of the fourth order. Compression, combustion and expansion are described by integral equation system and the solution is based on Banach's fixed-point theorem.

Quantities connected with a predicted object of the test stand investigations have been applied in the simulation program.

A Honda GX360 engine has been chosen as the object of the investigations. Technical specifications of that engine are as follows:

engine type:	four-stroke, gasoline, two-cylinder in line, overhead-valve (OHV), overhead-camshaft (OHC), liquid-cooled,
displacement:	359 cm ³ ,
cylinder diameter	
× piston stroke:	58 × 58 (mm),
maximum power:	9.6 kW at 3600 rpm,
maximum torque:	25.8 N·m at 3000 rpm,
minimum specific fuel	
consumption:	306 g/kW·h.

3. The results of the simulated investigations

The simulated investigations were carried out in the function of crank angle corresponding with the beginning of the combustion at the selected values of the filling coefficient, air

współczynnika napełnienia, współczynnika składu mieszanki oraz stężenia tlenu.

2. Model procesów roboczych silnika spalinowego

Do badań symulacyjnych zastosowano zerowymiarowy model matematyczno-fizyczny procesów roboczych silnika spalinowego [6]. Wersja programu obliczeniowego, który powstał na podstawie tego modelu była przeznaczona dla komputera klasy PC, a do programowania użyto języka Turbo Pascal.

Przyjęto następujące założenia modelu fizycznego:

- a) ładunek zawarty w przestrzeni roboczej jest jednorodny, a jego stan termodynamiczny opisany jest uśrednionymi parametrami termodynamicznymi (model jednostrefowy),
- b) czynnik roboczy jest gazem półdoskonałym (uwzględniono zmianę ciepła właściwego w funkcji temperatury i składu chemicznego części spalanej i niespalanej ładunku stosownie do współczynnika nadmiaru powietrza),
- c) w czasie sprężania, spalania i rozprężania nie występują straty ładunku,
- d) procesy termodynamiczne zachodzą quasi-statycznie, nie występują gradienty temperatur w objętości ładunku cylindra,
- e) wydzielanie ciepła w czasie spalania opisano funkcją Wiebego,
- f) nie uwzględniono pola rozkładu temperatury ścianek otaczających ładunek, przyjmując stałą wartość tej wielkości,
- g) zjawisko dysocjacji ujęto za pomocą stałego współczynnika ϕ_d , a niedopału fizycznego za pomocą współczynnika ϕ_f .

Program obliczeniowy zawiera pięć procedur: dolot, sprężanie, spalanie, rozprężanie i wylot. Dolot i wylot opisane są jako układy nieliniowych równań różniczkowych i zostały rozwiązane za pomocą metody Rungego-Kutty czwartego rzędu. Sprężanie, spalanie i rozprężanie opisane są za pomocą równań całkowych, a rozwiązanie oparte jest na twierdzeniu Banacha o punkcie stałym funkcji.

W programie symulacyjnym zastosowano wielkości związane z obiektem badań przewidzianym do badań hamownianych.

Jako obiekt badań wybrano silnik Honda GX360 o następujących danych technicznych:

typ silnika:	czterosuwowy, benzynowy, dwucylindrowy, rzędowy, górnoszaworowy, OHC, chłodzony cieczą,
objętość skokowa:	359 cm ³
średnica cylindra	
× skok tłoka:	58 × 68 mm
maksymalna moc silnika:	9,6 kW przy 3600 obr/min
maksymalny moment	
obrotowy:	25,8 N·m przy 3000 obr/min
minimalne jednostkowe	
zużycie paliwa:	306 g/kW·h

3. Wyniki badań symulacyjnych

Badania symulacyjne przeprowadzono w funkcji kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spala-

excess coefficient as well as a given oxygen concentration. The values of oxygen volumetric concentration in the feeding air were changed within the range of 21–41% with a 5% step. Based on the regulation characteristics of the ignition advance angle characteristics of the engine operating parameters in the function of oxygen concentration in the feeding air were developed, assuming the values of these parameters corresponding to the maximum engine power.

The results of the simulated investigations allow an evaluation of the values of maximum temperature and pressure of the cycle as well as the crank angle corresponding to the moment of the occurrence of the maximums. It is also possible to define the increase of the mean indicated pressure and indicated power along with the increase of oxygen concentration in the mixture as well as the change of thermal efficiency and specific fuel consumption.

Figures 1 and 2 show the courses of the indicated power, maximum pressure, maximum charge temperature, mean indicated pressure, thermal cycle efficiency and indicated specific fuel consumption in the function of crank angle corresponding to the onset of combustion. Both graphs were made for the engine speed of 3500 rpm and combustion angle 35° CA. for full engine load and stoichiometric mixture.

Figure 1 shows the results of simulated investigations carried out for oxygen concentration of 21%. The results of these investigations were used for the verification of the mathematical and physical model after a comparison with the results of the test stand investigations obtained for the engine feeding with air of normal oxygen concentration. The adjustment of the values of the coefficients applied in the model allowed an obtainment of satisfactory correlation of the simulated and test stand results.

Figure 2 shows a dependence of the same quantities as in Fig. 1 for the engine feeding with a stoichiometric mixture of gasoline and air of oxygen concentration of 31%. It does not undergo a change of the value of angle of the onset of combustion corresponding to the maximum values of the mean indicated pressure and as a result – indicated power and thermal efficiency of the cycle. A simple model of heat release during combustion requires an assumption of the combustion angle, hence it does not take under consideration the expected increase of combustion rate together with the increase in the oxygen concentration.

nia przy wybranych wartościach współczynnika napelnienia, współczynnika składu mieszanki oraz określonym stężeniu tlenu. Wartości objętościowego stężenia tlenu w powietrzu zmieniano w przedziale 21–41% z krokiem 5%. Na podstawie charakterystyk regulacyjnych kąta wyprzedzenia zapłonu sporządzono charakterystyki parametrów roboczych silnika w funkcji stężenia tlenu w powietrzu zasilającym silnik, przyjmując wartości tych parametrów odpowiadające największej mocy.

Wyniki badań symulacyjnych pozwalają ocenić wartości maksymalnej temperatury i ciśnienia obiegu oraz kąta obrotu wału korbowego odpowiadających chwili występowania maksimum. Można także określić wzrost średniego ciśnienia indykowanego i mocy indykowanej wraz ze wzrostem stężenia tlenu w mieszance oraz zmianę sprawności cieplnej i jednostkowego zużycia paliwa.

Na rysunkach 1 i 2 pokazano zależność mocy indykowanej, ciśnienia maksymalnego i temperatury maksymalnej ładunku, średniego ciśnienia indykowanego, sprawności cieplnej obiegu i jednostkowego indykowanego zużycia paliwa jako funkcje kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spalania. Oba wykresy sporządzono dla prędkości obrotowej wału korbowego 3500 obr/min, przy kącie spalania 35° OWK, w warunkach pełnego obciążenia silnika i przy zasilaniu mieszanką stechiometryczną. Rysunek 1 przedstawia wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych dla stężenia tlenu 21%. Wyniki symulacji przeprowadzonej dla tych warunków posłużyły

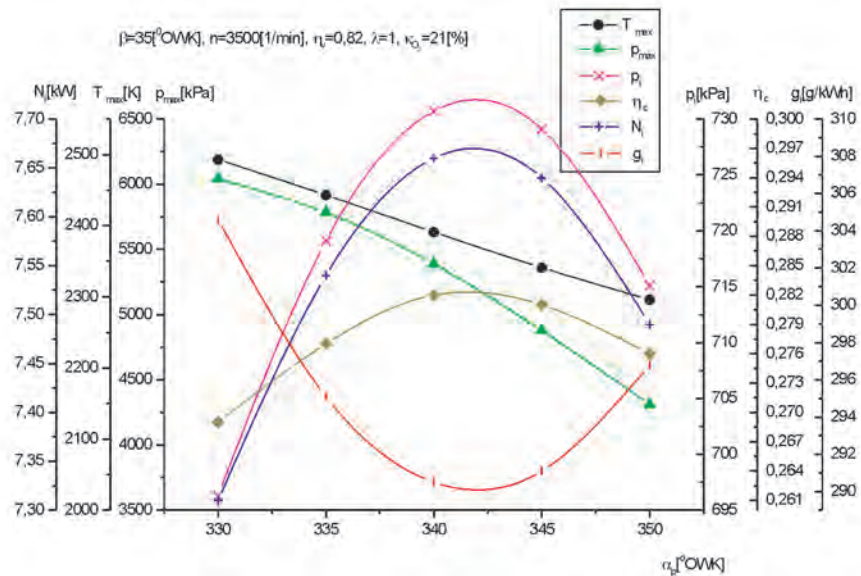


Fig. 1. Regulation characteristic of ignition advance angle for oxygen concentration in the air 21%: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_v – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, P_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 1. Charakterystyka regulacyjna kąta wyprzedzenia zapłonu przy stężeniu tlenu w powietrzu 21%: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_v – sprawność napelnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, P_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

In the real cycle one can expect a change of the optimum value of ignition advance angle together with the change of the oxygen concentration in the engine feeding air. An increase in the oxygen concentration from 21 to 31% effects in the increase of the value of the mean indicated pressure from 731 to 1054 kPa (of about 44%). Under these conditions a slight decrease of thermal efficiency of the cycle ensues, caused by the increase in the specific heat of the charge together with increase in the temperature and an elevated cooling losses.

Together with the increase of the crank angle value corresponding to the onset of combustion, the value of the maximum pressure in the engine work space and the maximum charge temperature increase. For the maximum value of the mean indicated pressure the value of maximum pressure increases from 2391 to 3167 K (of 32.5%).

Based on the set of characteristics realized in the function of crank angle corresponding to the onset of combustion, characteristics were developed of selected quantities in the function of oxygen concentration in the charge assuming the optimum values for the mean indicated pressure.

These dependencies have been shown in Figure 3 for the combustion angle of 35° CA. and Figure 4 for the combustion angles of 40° CA.

The value of the mean indicated pressure increases for feeding with the air of the oxygen concentration of 41% to 1262 kPa in comparison to 731 kPa for the oxygen concentration 21% (increase of about 73%). The maximum value of the charge pressure increases accordingly from 5389 to

do weryfikacji modelu po porównaniu z wynikami badań hamownianych, uzyskanych przy zasilaniu silnika powietrzem o normalnym stężeniu tlenu. Korekta wartości współczynników stosowanych w modelu pozwoliła na uzyskanie zadowalającej zgodności wyników badań symulacyjnych i hamownianych. Na rysunku 2 przedstawiono zależność tych samych wielkości co na rys. 1 przy zasilaniu silnika mieszkanką stechiometryczną benzyny i powietrza o stężeniu tlenu 31%. Nie ulega zmianie wartość kąta początku spalania odpowiadająca uzyskaniu największych wartości, średniego ciśnienia indykowanego i w konsekwencji mocy indykowanej oraz sprawności cieplnej obiegu. Prosty model wydzielenia ciepła w czasie spalania wymaga założenia wartości kąta spalania, nie uwzględnia zatem zasadnie oczekiwanego wzrostu prędkości spalania ze wzrostem stężenia tlenu. W obiegu rzeczywistym należy spodziewać się zmiany optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu wraz ze zmianą stężenia tlenu w powietrzu zasilającym silnik. Wzrost stężenia tlenu z 21 do 31% skutkuje wzrostem wartości średniego ciśnienia indykowanego z 731 do 1054 kPa, a więc o 44%. W tych warunkach następuje niewielki spadek sprawności cieplnej obiegu spowodowany wzrostem ciepła właściwego ładunku ze wzrostem temperatury i zwiększoną stratą chłodzenia. Ze wzrostem wartości kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spalania rośnie wartość ciśnienia maksymalnego w przestrzeni roboczej silnika i temperatura maksymalna ładunku. Dla największej wartości średniego ciśnienia indykowanego wartość ciśnienia maksymalnego wzrasta z 5389 do 7059 kPa (31%), a temperatury maksymalnej z 2391 do 3167 K (32,5%).

Na podstawie pakietu charakterystyk parametrów jako funkcji kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spalania sporządzono charakterystyki ujmujące wybrane wielkości w funkcji stężenia tlenu w ładunku doprowadzanym do silnika, przyjmując wartości optymalne dla średniego ciśnienia indykowanego. Zależności te przedstawiono na rys. 3 dla kąta spalania 35° OWK i na rys. 4 dla kąta spalania 40° OWK.

Wartość średniego ciśnienia indykowanego przy zasilaniu powietrzem o stężeniu tlenu 41% wzrasta do 1262 wobec 731 kPa dla 21%

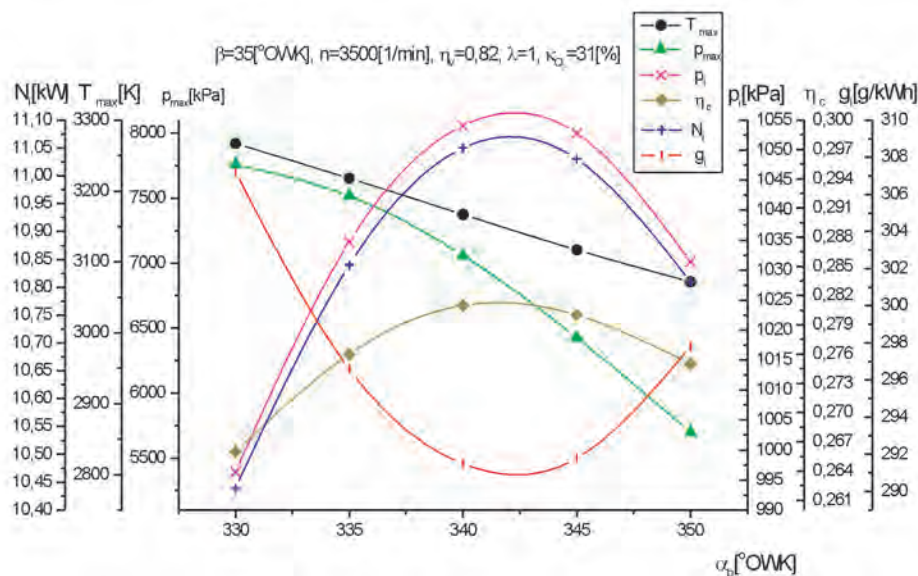


Fig. 2. Regulation characteristic of ignition advance angle for oxygen concentration in the air 41%: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_c – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 2. Charakterystyka regulacyjna kąta wyprzedzenia zapłonu przy stężeniu tlenu w powietrzu 41%: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_c – sprawność napełnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

7996 kPa and the maximum value of the temperature from 2391 to 3682 K. Such an increase of the oxygen concentration in the feeding air effects in the big increase of a mechanical and thermal loads of the engine. The maximum value of the cycle thermal efficiency occurs for 26% of the oxygen concentration and equals to 0,283 towards the value of 0.282 for the oxygen concentration 21%. The value of that coefficient decreases to 0.265 (6%) for the oxygen concentration of 41%. That is the result of an elevated cooling loss and the value of specific heat of the exhaust gases together with the increase in the temperature.

4. Conclusions

An increase in the oxygen concentration in the feeding air effects in a considerable increase in the engine power.

Feeding with the air with a 41% concentration of oxygen for the combustion angle of 35° CA effects in an increase in the engine power and the mean indicated pressure of about 73%. The maximum value of the charge pressure increases in these conditions of about 48% and the maximum value of the temperature of about 54%.

The thermal efficiency of the engine reaches a maximum for 26% of oxygen concentration in the feeding air and then decreases along with the increase in the oxidant concentration. It results from an increase in the specific heat of the charge components along with the rise in the temperature. The loss of the heat transfer to the walls of the engine work-space increases as well.

Feeding of the engine with a mixture of fuel and oxygen enriched air will allow a power boost causing a dramatic increase in the engine mechanical and thermal load. One should pay particular attention to the surge of the temperature of the working medium. For high oxygen concentration it may cause essential material and durability problems of the engine elements. The results of road investigations reported in the literature [3] indicate the occurrence of combustion anomalies for the oxygen concentration of about 28%. Undoubtedly the temperature and pressure increase of the working medium have a fundamental influence on these anomalies.

Introducing extensive exhaust gas recirculation in the whole range of engine load may be the essential factor counteracting the occurrence of these anomalies.

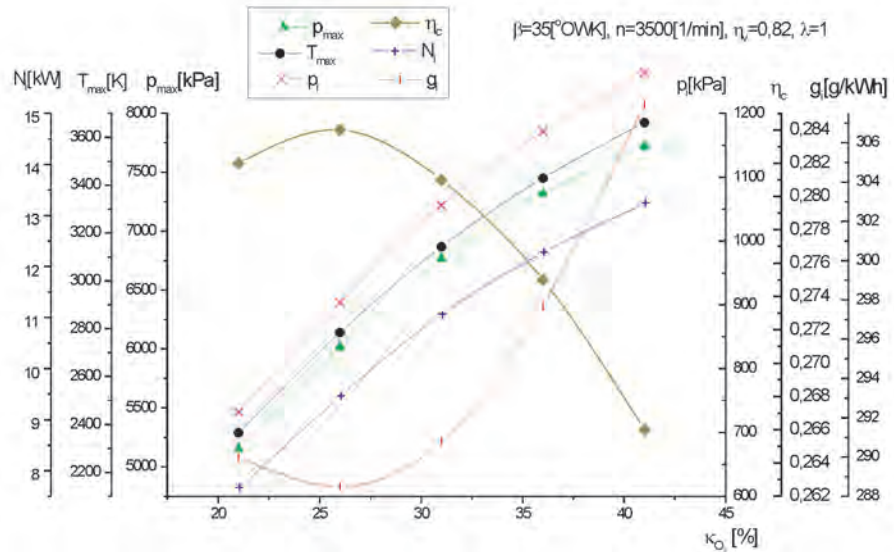


Fig. 3. Characteristic of engine work parameters in the function of oxygen concentration in the air for the fixed value of combustion angle 35° CA: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_v – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 3. Charakterystyka parametrów roboczych silnika w funkcji stężenia tlenu w powietrzu przy wartości kąta spalania 35° OWK: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_v – sprawność napełnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

tlenu (wzrost ok. 73%). Wartość maksymalna ciśnienia ładunku wzrasta odpowiednio z 5389 do 7996 kPa, a temperatury z 2391 do 3682 K. Taki wzrost stężenia tlenu w powietrzu zasilającym skutkuje dużym wzrostem obciążenia mechanicznego i cieplnego silnika. Największa wartość sprawności cieplnej obiegu występuje przy stężeniu tlenu 26% i wynosi 0,283 wobec wartości 0,282 dla stężenia tlenu 21%. Wartość tego wskaźnika maleje do 0,265 (6%) przy stężeniu tlenu 41%. Jest to skutek zwiększonej straty chłodzenia i wzrostu ciepła właściwego spalin ze wzrostem temperatury.

4. Wnioski

Wzrost stężenia tlenu w powietrzu zasilającym silnik powoduje znaczne zwiększenie mocy silnika. Zasilanie powietrzem o stężeniu tlenu 41% przy wartości kąta spalania 35° OWK skutkuje zwiększeniem wartości mocy i średniego ciśnienia indykowanego o ok. 73%. Wartość ciśnienia maksymalnego ładunku wzrasta w tych warunkach o 48%, a maksymalna wartość temperatury o ok. 54%.

Sprawność cieplna silnika osiąga maksimum przy 26-procentowym stężeniu tlenu w powietrzu, a następnie maleje ze wzrostem stężenia utleniacza. Spowodowane to jest zwiększeniem ciepła właściwego składników ładunku wraz ze wzrostem temperatury. Rośnie także strata ciepła odprowadzonego do ścianek przestrzeni roboczej silnika.

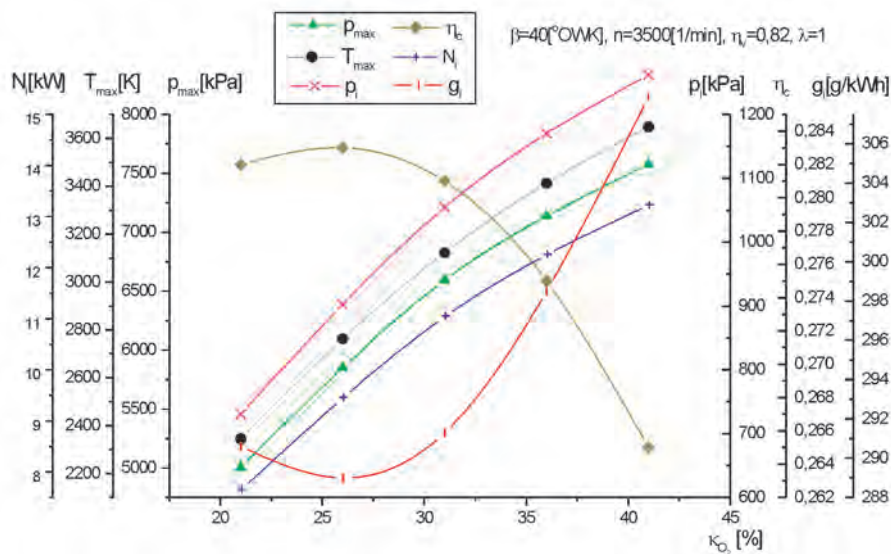


Fig. 4. Characteristic of engine work parameters in the function of oxygen concentration in the air for the fixed value of combustion angle 40° CA: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_v – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 4. Charakterystyka parametrów roboczych silnika w funkcji stężenia tlenu w powietrzu przy wartości kąta spalania 40° OWK: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_v – sprawność napełnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

Zasilanie silnika mieszaną paliwa i powietrza wzbogaconego w tlen pozwala na poprawę mocy silnika, powodując radykalne zwiększenie obciążenia mechanicznego i cieplnego silnika. Należy zwrócić szczególną uwagę na wzrost temperatury czynnika roboczego. Przy dużym stężeniu tlenu może to spowodować istotne problemy materiałowe i wytrzymałościowe elementów silnika. Relacjonowane w literaturze [3] wyniki badań drogowych wskazują na wystąpienie anomalii spalania przy stężeniu tlenu ok. 28%. Zapewne wzrost temperatury i ciśnienia czynnika roboczego ma istotny wpływ na wystąpienie tych anomalii.

Wprowadzenie znacznego stopnia recyrkulacji spalin w całym zakresie obciążenia silnika może być istotnym czynnikiem przeciwdziałającym występowaniu tych anomalii.

Paper reviewed

Bibliography/Literatura

- [1] Gong Li, Liguang Li, Xing Qiao: Oxygen-Enriched Combustion of the First Cycle During Cold Start in a Liquefied Petroleum Gas Spark-Ignition Engine. *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220, 2006.
- [2] Guang-fei Xiao, Xin-qi Qiao, Gong Li: Reducing Cold_Start Emissions of an Spark-Ignition Engine Using Membrane-Based Oxygen Enriched Intake Air. *Journal of Shanghai Jiaotong*, Vol. 40, 2006.
- [3] Ng H.K., Sekar R.R.: Potential Benefits of Oxygen-Enriched Intake Air in a Vehicle Powered by a Spark-Ignition Engine. Center for Transportation Research, Energy Systems Division ANL/ESD/TM-64, April 1994.
- [4] Poola R.B., Sekar R.R., Ng H.K.: Evaluation of Oxygen-Enrichment System for Alternative Fuel Vehicles. United State Department of Energy, December 1995.
- [5] Poola R.B., Sekar R.R., Ng H. K.: Utilizing Intake-Air Oxygen-Enrichment Technology to Reduce Cold-Phase Emissions, SAE Tech. Paper 952420, 1995.
- [6] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
- [7] Shuichi, Kajitani: Partial-Load Operations of Spark-Ignition Engine With Oxygen Enriched Air, SAE Tech. Paper 932802.
- [8] Śliwiński K.: Oxygen-enriched air for internal combustion engine feeding. Konferencja PTNSS: Kongres 2007, Kraków 20-23 maj 2007.
- [9] Śliwiński K.: Perspektywy zasilania silnika ZI mieszaną wzbogaconą w tlen. Konferencja KONMOT-AUTOPROGRES 2008, Szczawnica 9-11 październik 2008.
- [10] Xiao G.F., Qiao X.Q., Huang Z., Chen Z.P.: Improvement of startability of direct-injection diesel engine by oxygen-enriched intake air. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering*, November 2007.

Mr. Krzysztof Śliwiński, DEng. – doctor in the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr inż. Krzysztof Śliwiński – adiunkt w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: ksliwinski@pk.edu.pl



Mr. Tadeusz Papuga, DEng. – doctor in the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr inż. Tadeusz Papuga – adiunkt w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: tpapuga@pk.edu.pl



Vibroacoustic methods of assessing valve clearance in combustion engines. An analysis of signals in the area of amplitude – point discriminants

This article presents results of research referring to applying selected point parameters of vibration signal to assess valve clearance of combustion engines. The authors indicate necessity to apply a complex process to prepare signal of vibration accelerations before making calculations of point parameters characterizing vibroacoustic signal in order to decrease the risk of inaccurate analysis.

Key words: internal combustion engine, vibroacoustic diagnostics

Wibroakustyczne metody szacowania luzu zaworów silników spalinowych. Analiza sygnałów w dziedzinie amplitud – dyskryminanty punktowe

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczące zastosowania wybranych miar punktowych sygnału drganiowego do oceny luzu zaworów silnika spalinowego. Wskazano konieczność zastosowania złożonego procesu przygotowania sygnału przyspieszeń drgań, przed wykonaniem obliczeń miar punktowych charakteryzujących sygnał wibroakustyczny w celu zmniejszenia ryzyka błędnej diagnozy.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, diagnostyka wibroakustyczna

1. Introduction

Cam unit, which operates exchange of load, is one of basic systems of internal combustion engine. Providing optimal regulating parameters in the whole operation time, is a condition of appropriate operation of cam unit. In internal combustion engines valve clearance (between the valve rod and lever or cam) is one of the main parameters regulating cam unit.

Incorrectly aligned valve clearance in a reason of decrease in efficiency of combustion engine operation, increase of toxic compounds emission into the atmosphere and may, as well, lead to damage of parts of cam unit of combustion engine e.g. partial burning of valve face and seat face of valve [4].

Applying automatic compensation of valve clearance enables elimination of necessity to align periodically valve clearance in combustion engines. However, putting additional masses into cam unit causes increase of inertial forces and beside this, an additional device increases possibility of damage because it is applied in series into the kinematic chain of cam unit. Out of control increase of valve clearance is a result of damage to automatic compensator of valve clearance.

The purpose of this research is to evaluate usability of selected point parameters of vibration signal generated by internal combustion engine's head to assess valve clearance and to present preparing process of converting signal of vibration accelerations for optimal usage of incorporated information about the condition of valve clearance.

2. Point parameters in vibration signals analysis

Point parameters are a few of many signal characteristics of displacement, speed or vibration accelerations [1, 2]. They allow characterizing vibration signal with only one number. Thanks to such description of vibration parameters

1. Wprowadzenie

Jednym z podstawowych zespołów tłokowego silnika spalinowego jest układ rozrządu, który steruje wymianą ładunku. Warunkiem prawidłowego działania układu rozrządu jest zapewnienie optymalnych wartości parametrów regulacyjnych w całym okresie jego eksploatacji. Jednym z głównych parametrów regulacyjnych rozrządu silnika spalinowego jest luz zaworowy (między trzonkiem zaworu a dźwignią lub krzywką).

Nieprawidłowo wyregulowany luz zaworów jest przyczyną pogorszenia efektywności pracy silnika spalinowego, zwiększenia emisji związków toksycznych do atmosfery, a także może doprowadzić do uszkodzenia elementów układu rozrządu silnika spalinowego, np. nadpalenie przyłgni zaworów lub gniazd zaworowych [4].

Zastosowanie automatycznej kompensacji luzów zaworowych umożliwia wyeliminowanie konieczności okresowej regulacji luzu zaworów w silnikach spalinowych. Jednak wprowadzenie do układu rozrządu dodatkowych mas powoduje zwiększenie sił bezwładności, poza tym dodatkowe urządzenie zwiększa prawdopodobieństwo uszkodzeń, ponieważ jest włączone szeregowo w łańcuchu kinematycznym układu rozrządu. Konsekwencją uszkodzenia automatycznego kompensatora luzu zaworowego jest niekontrolowany wzrost luzu zaworów.

Celem badań jest ocena przydatności wybranych miar punktowych sygnału drgań generowanego przez głowicę silnika spalinowego do oszacowania luzów zaworów oraz przedstawienie procesu wstępnego przetworzenia sygnału przyspieszeń drgań dla optymalnego wykorzystania zawartej w nim informacji o stanie luzu zaworowego.

it is easy to determine changes in vibroacoustic signal, which are a result of changes in object's technical condition. Point parameters applied in vibroacoustic diagnostics can be divided according to [1] into dimensional and non-dimensional parameters. Dimensional point parameters include:

a) average amplitude

$$S_{\text{AVERAGE}} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt \quad (1)$$

it equally regards each value of instantaneous amplitude of vibration signal,

b) RMS amplitude:

$$S_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt} \quad (2)$$

it regards to a greater extent great values of instantaneous amplitude, it is the most often applied point parameter because of its proportionality to process power,

c) square amplitude:

$$S_{\text{SQUARE}} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^2 dt \right] \quad (3)$$

it regards to a greater extent little values of instantaneous amplitude of vibration signal,

d) peak amplitude:

$$S_{\text{PEAK}} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt \right]_{-\infty}^{\infty} \quad (4)$$

it is used to evaluate impact processes e.g. clearance, impacts, etc.,

e) peak-to-peak amplitude :

$$S_{\text{PEAKtoPEAK}} = \max|s(t) > 0| + \max|s(t) < 0| \quad (5)$$

it is used similarly to peak value to evaluate impact processes e.g. clearance, impacts, etc.

Non-dimensional discriminants are a quotient of appropriate dimensional point parameters, they include the following values:

f) shape coefficient:

$$K = \frac{S_{\text{RMS}}}{S_{\text{AVERAGE}}} \quad (6)$$

g) peak coefficient:

$$C = \frac{S_{\text{PEAK}}}{S_{\text{RMS}}} \quad (7)$$

h) impulse coefficient:

$$I = \frac{S_{\text{PEAK}}}{S_{\text{AVERAGE}}} \quad (8)$$

i) clearance coefficient:

$$L = \frac{S_{\text{PEAK}}}{S_{\text{SQUARE}}} \quad (9)$$

2. Miary punktowe w analizie sygnałów drganiowych

Miary punktowe są jednymi z wielu charakterystyk sygnałów przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań [1, 2]. Pozwalają scharakteryzować sygnał drganiowy za pomocą jednej liczby. Dzięki takiemu opisowi parametrów drgań łatwo jest określić zmiany w sygnale wibroakustycznym, będące wynikiem zmian stanu technicznego obiektu. Miary punktowe stosowane w diagnostyce wibroakustycznej (DWA) można podzielić zgodnie z [1] na wymiarowe i bezwymiarowe. Do miar punktowych wymiarowych należą:

- amplituda średnia (1) – w jednakowym stopniu uwzględnia każdą wartość amplitudy chwilowej sygnału drgań,
- amplituda skuteczna (2) – w większym stopniu uwzględnia duże wartości amplitudy chwilowej, jest najczęściej stosowaną miarą punktową ze względu na proporcjonalność do mocy procesu,
- amplituda pierwiastkowa (3) – w większym stopniu uwzględnia małe wartości amplitudy chwilowej sygnału drgań,
- amplituda szczytowa (4) – jest używana do oceny procesów impulsowych, np. luzy, uderzenia itp.,
- amplituda międzyszczytowa (5) – jest używana podobnie jak wartość szczytowa do oceny procesów impulsowych, np. luzy, uderzenia itp.

Dyskryminanty bezwymiarowe są ilorazami odpowiednich miar punktowych wymiarowych, zalicza się do nich następujące wielkości:

- współczynnik kształtu (6),
- współczynnik szczytu (7),
- współczynnik impulsowości (8),
- współczynnik luzu (9),
- kurtoza (10).

W zależnościach od (1) do (10) zastosowano oznaczenia: $s(t)$ – chwilowa wartość amplitudy przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań, t – czas, T – czas uśredniania.

W pracach [1, 6] udowodniono, że z punktu widzenia przydatności diagnostycznej miary punktowe bezwymiarowe można uszeregować w porządku rosnącej wartości K, C, β, I, L .

3. Metodyka i obiekt badań

Badania przeprowadzono zgodnie z własną metodyką badań. Obiektem badań był silnik spalinowy o ZS typu SB 3.1. Do badań przyjęto następujące parametry pracy silnika: prędkość obrotowa 700 obr/min, moment obrotowy bez obciążenia (ok. 3 N·m opory własne hamulca), temperatura cieczy chłodzącej 75°C.

Badania przeprowadzono zgodnie z zasadami eksperymentu czynnego. Zmieniano wartość luzu pomiędzy trzonkiem zaworów a dźwignią zaworową i równocześnie obserwowano zmiany zachodzące w wartościach miar punktowych sygnałów prędkości i przyspieszeń drgań. Luzy zaworowe zmieniano w zakresie 0,3–1 mm z krokiem 0,1 mm.

Akwizycji poddano sygnały przyspieszeń oraz prędkości drgań w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach. Ponadto mierzono sygnał ciśnienia panującego w cylindrze oraz rejestrowano znacznik kąta obrotu wału korbowego. Do rejestracji

j) kurtosis:

$$\beta = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^4 dt}{\left[\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt \right]^2} \quad (10)$$

Depending on (1) to (10) the following marks are used: $s(t)$ – instantaneous value of displacement, speed or vibration accelerations, t – time, T – average time.

In papers [1, 5] it was proved that from the perspective of diagnostics usability non-dimensional point parameters can be ranged in order of increasing value: K , C , β , I , L .

3. Methodology and research object

The research was carried out in accordance with authors' own research methodology. A combustion engine CI type SB 3.1 was the object of the research. In the research the following parameters of engine operations were taken: motor speed of 700 rpm, motor torque without load (approx. 3 N·m brake's own resistances) cooling liquid temperature of 75°C.

The research was carried out in accordance with principles of active experiment. A value of clearance between valve stem and valve lever was changed, and at the same time, changes of values of point parameters of speed signals and vibration accelerations were observed. Valve clearance was changed in the range of 0.3 ÷ 1 mm with step 0.1 mm.

Acceleration signals and vibration velocity of vibration signals in three reciprocally orthogonal directions were acquired. Additionally, pressure signal in cylinder was measured and angle marker of crankshaft rotation was registered. To register the time flows of mentioned values a system PULSE B&K 3560 C with triaxial piezoelectric accelerometer, piezoelectric pressure convector, angle marker of crankshaft, was used.

Papers [2, 4] present detailed assumptions referring to elaborating research methodology of influence of clearance valve of combustion engine on selected characteristics of vibration signals.

4. Analysis of selected research results

In the preparing research it was found that parameters of vibration signals registered in the parallel direction to axe of the crankshaft enable unequivocal determination of valve clearance (for engine type SB 3.1).

Before defining point parameters, the signals were subject of time selection. This means that in the calculations only the time flow intervals of vibration accelerations, which temporarily (angularly) were connected with a moment of valve closing [2] were taken into account. The operation of time selection was necessary because without applying it, calculated point parameters of signals of vibration accelerations had been characterized by insufficient, for diagnostics purposes, dynamics of changes in the function of valve clearance.

On the basis of signal prepared in the described way the authors calculated point parameters which are the most susceptible to impact effects in mechanical systems. These are peak-to-peak value and kurtosis of vibration acceleration [1].

przebiegów czasowych wymienionych wielkości użyto systemu PULSE B&K 3560 C wraz z trójosiowym piezoelektrycznym przetwornikiem drgań, piezoelektrycznym przetwornikiem ciśnienia, znacznikiem kąta obrotu wału korbowego.

Szczegółowe założenia dotyczące opracowania metodyki badań wpływu luzu zaworów silnika spalinowego na wybrane charakterystyki sygnałów drgań przedstawiono w pracach [4, 5].

4. Analiza wybranych wyników badań

W trakcie badań wstępnych stwierdzono, że jednoznaczne określenie wartości luzu zaworowego umożliwiającą parametry sygnałów drgań zarejestrowanych w kierunku równoległym do osi wału korbowego (dla silnika SB 3.1).

Przed wyznaczeniem miar punktowych sygnały poddano selekcji czasowej. Oznacza to, że w obliczeniach uwzględniono tylko te odcinki przebiegów czasowych przyspieszeń drgań, które czasowo (kątowno) były związane z momentem zamykania zaworów [2]. Operacja selekcji czasowej była konieczna, ponieważ bez jej zastosowania obliczone miary punktowe sygnałów przyspieszeń drgań charakteryzowały się niewystarczającą, do celów diagnostycznych, dynamiką zmian w funkcji luzu zaworowego. Na podstawie tak przygotowanego sygnału obliczono miary punktowe, które są najbardziej wrażliwe na zjawiska udarowe w układach mechanicznych – wartość międzyszczytową i kurtozę przyspieszeń drgań [1].

Na rysunku 1 przedstawiono zależność szczytowej wartości przyspieszeń drgań w funkcji luzu zaworów silnika spalinowego, którą aproksymowano (metodą najmniejszych kwadratów) funkcją wykładniczą. W wyniku aproksymacji otrzymano równanie krzywej (11). Podczas badań wyznaczono dynamikę zmian parametru sygnału drgań, która wyniosła 6,9 dB.

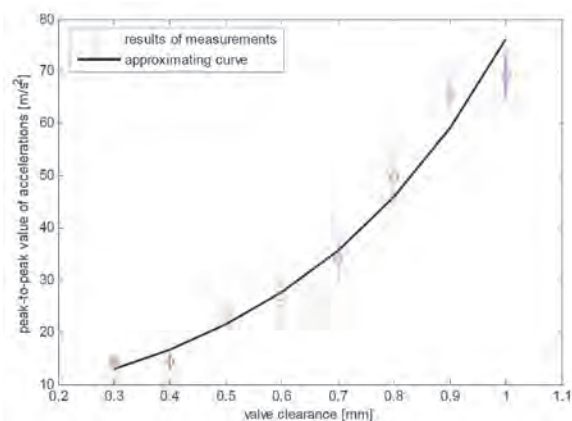


Fig. 1. Dependence of peak-to-peak value on vibration acceleration and valve clearance of combustion engine type SB 3.1

Rys. 1. Zależność wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań od luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1

Podstawowym celem badań diagnostycznych jest określenie luzu zaworów na podstawie znanych wartości parametrów przyspieszeń drgań; w tym celu przeprowadzono obliczenia w oparciu o krzywą aproksymującą. W równaniu

Figure 1 presents dependence of peak value of vibration acceleration in the function of valve clearance of combustion engine, the function was approximated (with the method of least squares) with the exponential function. The approximation resulted in curve equation (11). During the research a dynamics of changes of vibration signal parameter was determined. The dynamics amounted to 6.9 dB

$$a_{x \text{ PEAK TO PEAK}} = 6.0892 \cdot e^{2.5277 \cdot L_z} \quad (11)$$

The main purpose of diagnostics tests is to define valve clearance on the basis of given values of parameters of vibration accelerations. For this reason, calculations on the basis of approximating curve were carried out. In the equation peak-to-peak value of vibration accelerations is taken as the explaining variable and valve clearance as the explained variable. As a result of calculating approximation coefficients a curve described with equation (12) was obtained. The curve is described in Fig. 2.

$$L_z = 0.3868 \cdot \ln(a_{x \text{ PEAK TO PEAK}}) - 0.6844 \quad (12)$$

where: $a_{x \text{ PEAK TO PEAK}}$ means peak-to-peak value of vibration acceleration [m/s^2], L_z means valve clearance [mm].

The value of correlation coefficient between measurements results and values obtained during calculations using dependence (11) amounted to 0.98, which means a good representation of real measurements in mathematical model describing changes of valve clearance depending on peak-to-peak value of vibration accelerations.

Figure 3 presents relation between kurtosis of vibration accelerations in function of valve clearance. The dynamics of changes of kurtosis in function of valve clearance amounted to 9.5 dB.

On the basis of defined parameters approximation was carried out with a method of least squares. Approximated curve is presented with equation (13):

$$\beta_{ax} = 0.8353 \cdot e^{3.6376 \cdot L_z} \quad (13)$$

To assess valve clearance on the basis of the value of kurtosis of vibration accelerations signal a mathematical model was defined. This model was defined on the basis of the method of least squares. A curve described with equation (14) is a result of the approximation. This curve is presented in Fig. 4.

$$L_z = 0.2559 \cdot \ln(\beta_{ax}) + 0.0909 \quad (14)$$

where: β_{ax} means value of kurtosis of vibration accelerations, L_z means valve clearance [mm].

On the basis of measurements results and values obtained during calculations using dependence (13) a correlation coefficient was defined. This coefficient amounted to 0.96. This means a good representation of real measurements in mathematical model describing changes of valve clearance depending on kurtosis of vibration acceleration.

5. Conclusion

On the basis of analysis of research results referring to possibility of applying point parameters to assess valve

za zmienną objaśniającą przyjęto wartość międzyszczytową przyspieszeń drgań, a za zmienną objaśnianą – luz zaworów. W wyniku obliczeń współczynników aproksymacji otrzymano krzywą przedstawioną na rys. 2, opisaną równaniem (12), gdzie: $a_{x \text{ PEAK TO PEAK}}$ – wartość międzyszczytowa przyspieszeń drgań [m/s^2], L_z – luz zaworów [mm].

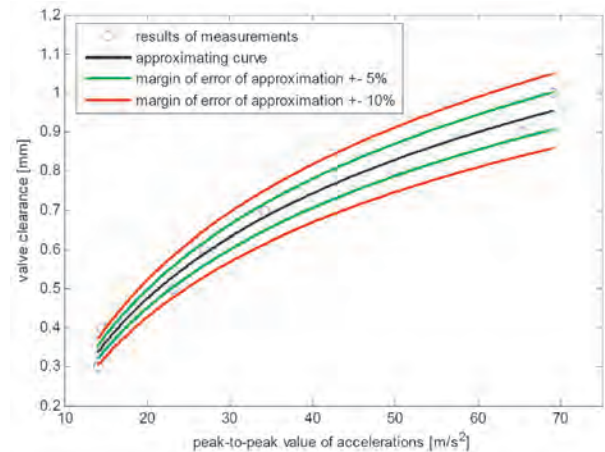


Fig. 2. Dependence of valve clearance of combustion engine type SB 3.1 on peak-to-peak value

Rys. 2. Zależność luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1 od wartości międzyszczytowej

Wartość współczynnika korelacji pomiędzy wynikami pomiarów a wartościami uzyskanymi w trakcie obliczeń, wykorzystując zależność (11), wyniosła 0,98, co oznacza dobre odwzorowanie rzeczywistych pomiarów w modelu matematycznym opisującym zmiany luzu zaworów w zależności od wartości międzyszczytowej przyspieszeń drgań.

Na rysunku 3 przedstawiono zależność kurtozy przyspieszeń drgań w funkcji luzu zaworów. Dynamika zmian kurtozy w funkcji luzu zaworów wyniosła 9,5 dB.

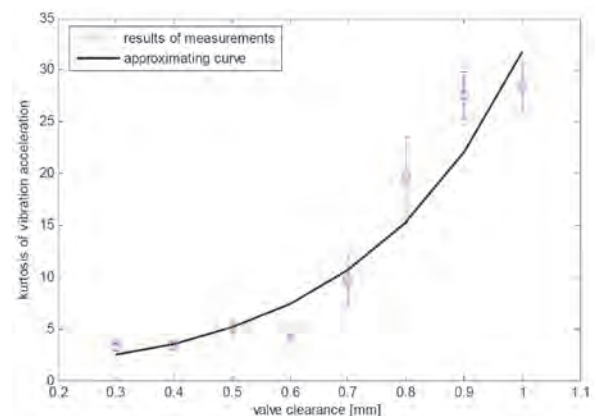


Fig. 3. Dependence of kurtosis of vibration accelerations on valve clearance of combustion engine type SB 3.1

Rys. 3. Zależność kurtozy przyspieszeń drgań od luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1

Na podstawie wyznaczonych punktów przeprowadzono aproksymację metodą najmniejszych kwadratów. Aproksymowaną krzywą przedstawiono równaniem (13).

clearance it was found out that selected discriminants enable to assess unequivocally valve clearance. High susceptibility to changes of valve clearance and uniqueness were observed for signal registered in parallel direction to axle of crankshaft (in engine type SB 3.1).

Moreover, it was determined that making time series subject of time selection is a condition to obtain satisfactory accuracy of assessing valve clearance on the basis of peak-to-peak value and kurtosis of accelerations calculated from vibration signal.

During verification of diagnostics models based on point parameters of signal of vibration accelerations of the head it was found out, that differences in assessing valve clearance for particular start-ups did not exceed 3% for diagnostics models constructed on the basis of peak-to-peak values of vibration accelerations and 5% for models using kurtosis of vibration accelerations.

Further research referring to possibility to assess valve clearance will comprise tests aiming at applying frequency analysis in description of effects taking place in cam unit of combustion engine and assessment of its technical condition.

This scientific work was financed from science resources for years 2008-2011 as research project No. N N502463034.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT, Warszawa 1982.
- [2] Czechyra B., Szymański G., Tomaszewski F.: Assessment of camvalves clearance in internal combustion engine based on parameters of vibration – methodological assumption. Combustion Engines nr 1/2004(118).
- [3] Szymański G.: Ocena stanu regulacji zaworów silnika spalinowego za pomocą sygnału drganiowego. Praca magisterska, Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
- [4] Szymański G.: Analiza możliwości zastosowania wybranych charakterystyk sygnału drganiowego do diagnostyki silnika spalinowego. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2005.
- [5] Tomaszewski F.: Zastosowanie procesów wibroakustycznych do oceny stanu technicznego silnika spalinowego lokomotywy. Praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1987.

Prof. Franciszek Tomaszewski, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: Franciszek.Tomaszewski@put.poznan.pl



Mr. Grzegorz M. Szymański, DEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr inż. Grzegorz M. Szymański – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: grzegorz.m.szymanski@put.poznan.pl



W celu oszacowania luzu zaworów na podstawie wartości kurtozy sygnału przyspieszeń drgań wyznaczono model matematyczny, opierając się na metodzie najmniejszych kwadratów. Wynikiem aproksymacji jest krzywa opisana równaniem (14) przedstawiona na rys. 4, gdzie: β_{ax} – wartość kurtozy przyspieszeń drgań, L_z – luz zaworów [mm].

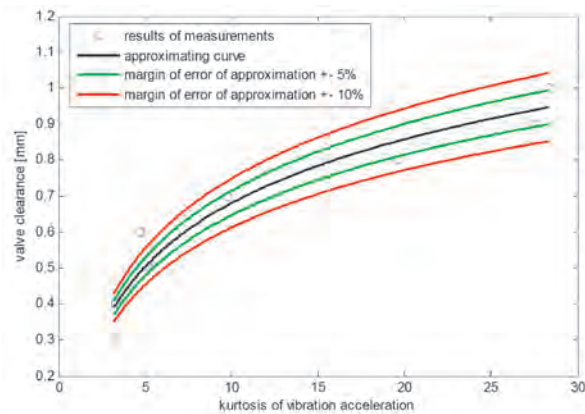


Fig. 4. Dependence of valve clearance of combustion engine type SB 3.1 on value of kurtosis of vibration accelerations

Rys. 4. Zależność luzu zaworów silnika spalinowego SB 3.1 od wartości kurtozy przyspieszeń drgań

Na podstawie wyników pomiarów i wartości uzyskanych w trakcie obliczeń z wykorzystaniem zależności (13) wyznaczono współczynnik korelacji, który wyniósł 0,96. Oznacza to dobre odwzorowanie rzeczywistych pomiarów w modelu matematycznym opisującym zmiany luzu zaworów w zależności od kurtozy przyspieszeń drgań.

5. Podsumowanie

Na podstawie analizy wyników badań dotyczących możliwości zastosowania miar punktowych do oceny luzu zaworów stwierdzono, że wybrane dyskryminanty pozwalają oszacować jednoznacznie luz zaworów. Dużą wrażliwość na zmianę luzu zaworowego oraz jednoznaczność zaobserwowano dla sygnału zarejestrowanego w kierunku równoległym do osi wału korbowego (dla silnika SB 3.1).

Ustalono ponadto, że warunkiem uzyskania zadowalającej dokładności oszacowania luzu zaworów na podstawie wartości międzyszczytowej i kurtozy przyspieszeń obliczonych z sygnału drganiowego jest poddanie szeregów czasowych preprocessingowi polegającemu na selekcji czasowej.

Podczas weryfikacji modeli diagnostycznych opartych na miarach punktowych sygnałów przyspieszeń drgań głowicy stwierdzono, że różnice oszacowania luzów zaworów dla poszczególnych uruchomień nie przekraczały 3% dla modeli diagnostycznych zbudowanych na podstawie wartości międzyszczytowych przyspieszeń drgań oraz 5% dla modeli wykorzystujących kurtozę przyspieszeń drgań.

Dalsze prace dotyczące możliwości oceny luzu zaworów będą obejmowały badania zmierzające do zastosowania analizy częstotliwościowej w opisie zjawisk zachodzących w układzie rozrządu silnika spalinowego oraz do jego oceny.

A correlation analysis of the pollutant emission from a self ignition engine

This paper presents the results of studies on pollution emissions from self-ignition engines. The studies were conducted on a Citroen Berlingo delivery van on a chassis test bed applying the ECE R 83 test with start-up of a warm engine. Pollutant emission intensity was registered in a continuous manner. The registered runs of pollutant emission intensity were subjected to digital processing. A correlation analysis was conducted subsequently. The Pearson, Spearman, Kendall, and Kruskal theories were applied in the study. The analysis demonstrated a clear correlation between the examined runs. The probability of non-rejection of the hypothesis regarding the lack of correlation was equal to zero with an accuracy of at least six places beyond the decimal point. An exception was the correlation test between carbon monoxide and carbon dioxide emission intensity processes for which the probability of non-rejection of the hypothesis regarding the lack of correlation amounted to a maximum of approximately 5%.

Key words: transportation, environmental protection, pollutant emission, internal combustion engines, correlation analysis

Analiza korelacyjna emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym

W pracy przedstawiono wyniki badań emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym. Badania wykonano na samochodzie dostawczym Citroen Berlingo na hamowni podwoziowej w teście według regulaminu nr 83 EKG (Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych), z rozruchem rozgrzanego silnika. Rejestrowano w ciągły sposób natężenia emisji zanieczyszczeń. Zarejestrowane przebiegi natężeń emisji zanieczyszczeń poddano przetwarzaniu cyfrowemu, a następnie przeprowadzono ich analizę korelacyjną. Do badań wykorzystano teorie Pearsona, Spearmana, Kendalla i Kruskala. Analiza wykazała wyraźną korelację między badanymi przebiegami. Prawdopodobieństwo nieodrzućcia hipotezy o braku korelacji było równe zeru z dokładnością co najmniej do sześciu znaków po przecinku; wyjątkiem były badania korelacyjne między przebiegami natężeń emisji tlenku węgla i dwutlenku, dla których prawdopodobieństwo nieodrzućcia hipotezy o braku korelacji było maksymalnie równe około 5%.

Słowa kluczowe: transport, ochrona środowiska, emisja zanieczyszczeń, silniki spalinowe, analiza korelacyjna

1. Introduction

In addition to road traffic safety, questions relating to the environment have become the major issue of motoring over the past thirty to forty years. Following initial work on pollution emissions from combustion engines, primarily subject to static conditions as well as average evaluations subject to dynamic test conditions, increasingly great weight is being placed on classic dynamic tests [1, 2, 4–6]. Such tests include correlation analysis of dynamic processes [6, 8].

The acquisition of knowledge regarding the correlational interdependence of pollutant emission processes is important both in a cognitive sense and in practice. The practical aspect is tied with knowledge on the mutual influence of emission processes subject to dynamic conditions [2, 4–6, 8]. Knowledge to date mainly involves information related to static conditions, where at best such knowledge is verified through averaging under dynamic conditions. This is done in the case of the optimizing of algorithms for controlling the processes taking place inside combustion engines [4, 5], for example. Such algorithms are optimized for static conditions and correspond to states subject to dynamic conditions, where at best, such optimized algorithms are verified subject to dynamic conditions [4, 5].

This study involves the conducting of a correlational analysis [16] of pollutant emission processes from a self-

1. Wprowadzenie

Problematyka ekologiczna – obok spraw bezpieczeństwa ruchu drogowego – staje się w ciągu ostatnich 30–40 lat najważniejszą tematyką motoryzacji. Po początkowo prowadzonych pracach emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych głównie w warunkach statycznych oraz uśrednionych ocen w warunkach testów dynamicznych coraz większą wagę przywiązuje się do klasycznych badań dynamicznych [1, 2, 4–6]. Do takich badań zalicza się m.in. analizę korelacyjną procesów dynamicznych [6, 8].

Zdobycie wiedzy na temat korelacyjnych zależności procesów emisji zanieczyszczeń ma znaczenie zarówno poznawcze, jak i praktyczne. Aspekt praktyczny jest związany z wiedzą o wpływie na siebie procesów emisji w warunkach dynamicznych [2, 4–6, 8]. Dotychczasowa wiedza dotyczy głównie takich informacji, odnoszących się do warunków statycznych, ewentualnie wiedza ta jest weryfikowana w formie uśredniania w warunkach dynamicznych. Tak się czyni m.in. w wypadku optymalizacji algorytmów sterowania procesów zachodzących w silnikach spalinowych [4, 5]. Algorytmy te są optymalizowane w warunkach statycznych, odpowiadających stanom w warunkach dynamicznych, a następnie – w najlepszym razie – weryfikuje się tak zoptymalizowane algorytmy w warunkach dynamicznych [4, 5].

ignition engine. The correlation analysis utilized the Pearson linear correlation theory [13], the Spearman rank order correlation theory [15], the Kendall tau coefficient correlation theory [9, 10], and the Kruskal Gamma theory [11].

2. Research results

Empirical tests were conducted on a chassis test bed on the Citroen Berlingo, a lightweight delivery van with a self-ignition engine. Among the many types of tests available, including FTP 75 (*Federal Test Procedure*) [2], HWFET (*Highway Fuel Economy Test*) [2], and *Stop and Go*, all the way to congested traffic simulations [2] and *Autobahn* highway driving simulations [2], it was the ECE R 83 test that was selected, with start-up of a warm engine at temperatures for normal operating conditions.

The registered processes of pollutant emission intensity were digitally processed, eliminating gross errors and conducting low-pass filtration. The Golaya-Savitzky filter [14] with averaging parameters – dual-sided two point use and a second-degree approximation polynomial – was applied for filtration.

Figures No. 1 and 2 present the chosen processes of the pollutant emission intensity – carbon monoxide, hydrocarbons, nitrogen oxides, and particulate matter. The particulate matter emissions intensity was established on the basis of measurements of the smoke coefficient, corrective methods for determining the concentrations of particulate matter [3], and the volume flow intensity of air. The smoke coefficient as well as the volume flow intensity of air were subjected to the same digital processing procedures as the processes of the pollutant emission intensity.

W niniejszej pracy przeprowadzono analizę korelacyjną [16] przebiegów emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym. Do analizy korelacji wykorzystano teorię korelacji liniowej Pearsona [13] i teorię korelacji rang Spearmana [15], teorię korelacji tau Kendalla [9, 10] oraz teorię korelacji Gamma Kruskala [11].

2. Wyniki badań

Badania empiryczne przeprowadzono na lekkim samochodzie ciężarowym Citroën Berlingo z silnikiem o zapłonie samoczynnym na hamowni podwoziowej. Spośród wielu rodzajów testów, m.in. FTP 75 (*Federal Test Procedure*) [2], HWFET (*Highway Fuel Economy Test*) [2], *Stop and Go* do symulacji ruchu w warunkach kongestii [2] i *Autobahn*, symulujący ruch na autostradach [2], do analiz wybrano wyniki badań w teście wg regulaminu nr 83 EKG, przeprowadzonym z rozruchem silnika nagrzanego do warunków normalnej eksploatacji.

Zarejestrowane przebiegi natężeń emisji zanieczyszczeń przetworzono cyfrowo, eliminując duże błędy i przeprowadzając filtrację dolnoprzepustową. Do filtracji wykorzystano filtr Golaya-Savitzky'ego [14] z parametrami uśredniania: wykorzystanie obustronnie po dwa punkty oraz drugi stopień wielomianu aproksymującego.

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono przetworzone przykładowe przebiegi natężeń emisji zanieczyszczeń: tlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu i cząstek stałych. Natężenie emisji cząstek stałych wyznaczono na podstawie pomiarów współczynnika zadymienia spalin, korelacyjnych metod wyznaczania stężenia cząstek stałych [3] oraz zarejestrowanego

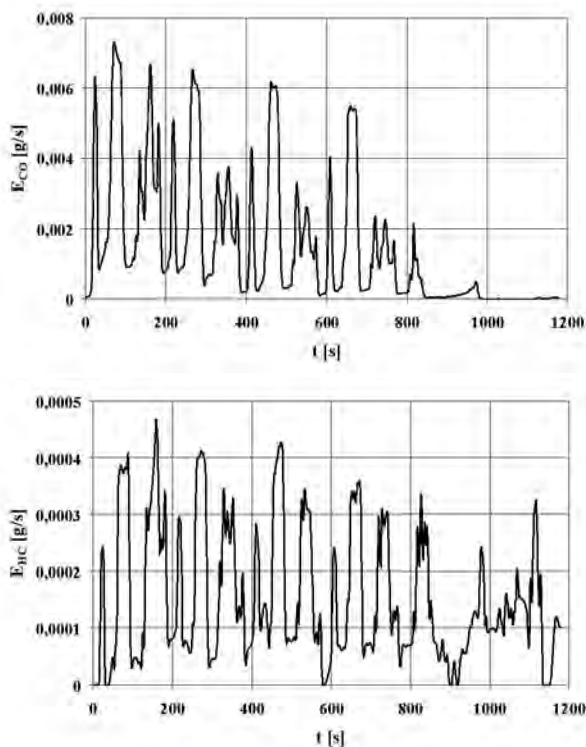


Fig. 1. The emission intensity of carbon monoxide E_{CO} and hydrocarbons E_{HC}

Rys. 1. Natężenie emisji tlenku węgla E_{CO} i węglowodorów E_{HC}

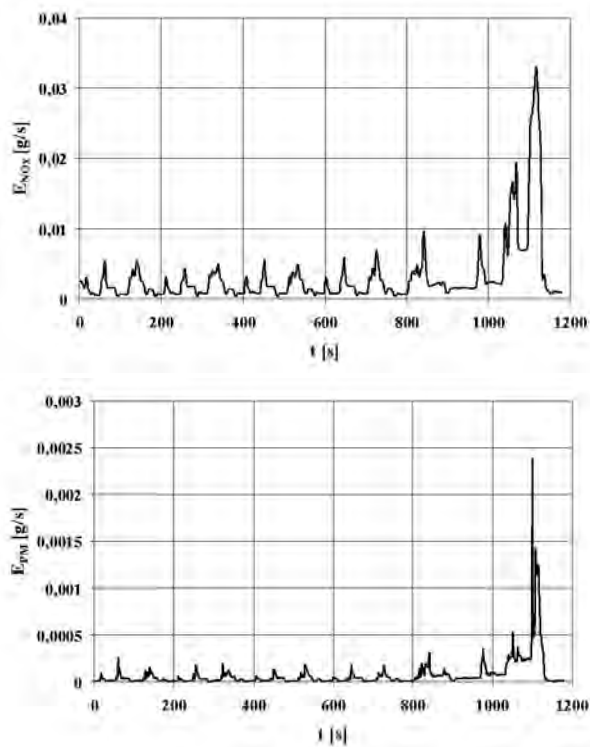


Fig. 2. The emission intensity of nitrogen oxides E_{NOx} and particulate matter E_{PM}

Rys. 2. Natężenie emisji tlenków azotu E_{NOx} i cząstek stałych E_{PM}

Figures 3–9 present the chosen results of correlation analysis of the pollutant emission intensity – the correlation dependence for the pollutant emission intensity and the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets.

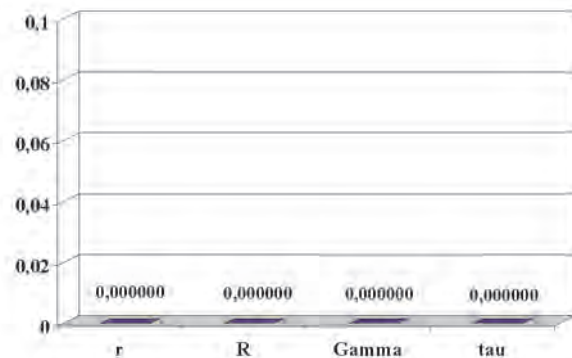
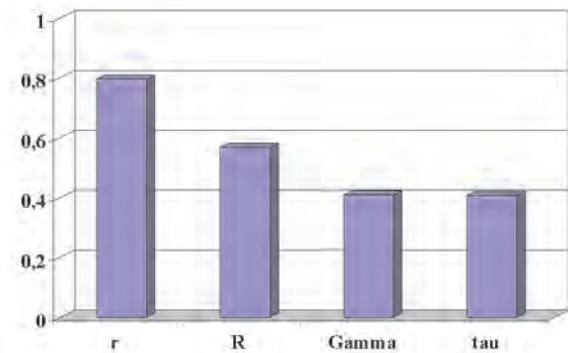
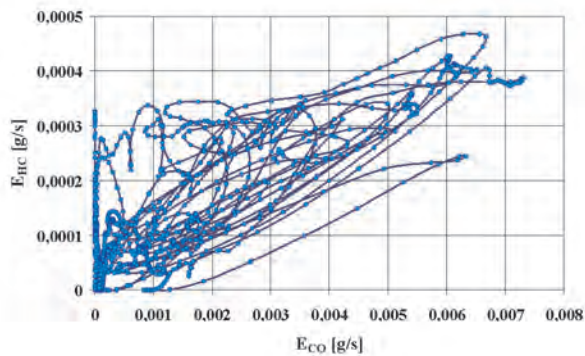


Fig. 3. Correlation dependence of the emission intensity of hydrocarbon E_{HC} and the emission intensity of carbon monoxide E_{CO} , the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

Rys. 3. Zależność korelacyjna natężenia emisji węglowodorów E_{HC} i natężenia emisji tlenku węgla E_{CO} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

The correlation of the emission rates of hydrocarbons and carbon monoxide is very strong. The probability of not rejecting of the hypothesis of a lack of correlation for the investigated sets is less than $5 \cdot 10^{-7}$. Such a strong correlation is physically and chemically substantiated by similar

objętościowego natężenia przepływu powietrza zużywanego przez silnik. Przebiegi współczynnika zadymienia spalin oraz natężenia przepływu powietrza poddano takim samym procedurom przetwarzania cyfrowego jak przebiegi natężenia emisji zanieczyszczeń.

Na rysunkach 3–9 przedstawiono wybrane wyniki badań korelacyjnych natężeń emisji zanieczyszczeń: zależności

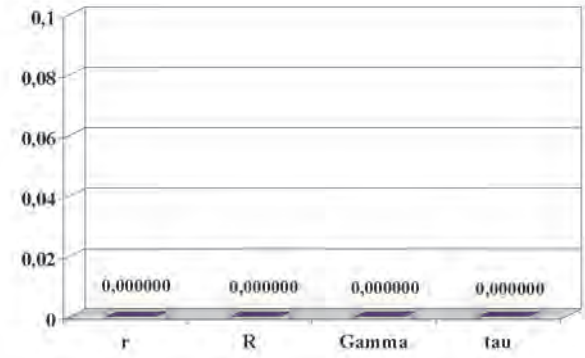
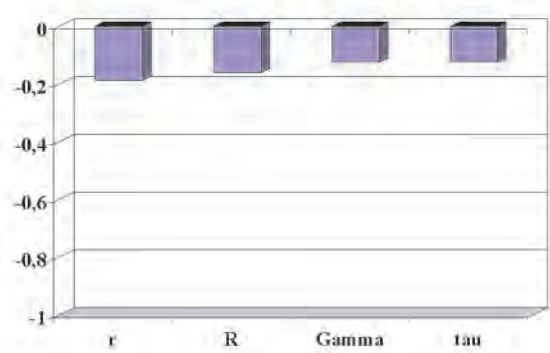
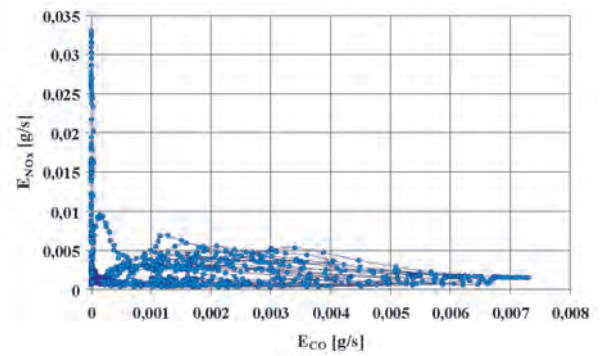


Fig. 4. Correlation dependence of the emission intensity of nitrogen oxides E_{NOx} and the emission intensity of carbon monoxide E_{CO} , the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

Rys. 4. Zależność korelacyjna natężenia emisji tlenków azotu E_{NOx} i natężenia emisji tlenku węgla E_{CO} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

korelacyjne natężeń emisji zanieczyszczeń oraz współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau, a także prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów.

carbon monoxide and hydrocarbons generating process in the exhaust and similar reduction properties of both of these substances against oxygen.

The correlation of the emission rates of nitrogen monoxide and carbon monoxide is also very strong, yet the correlation coefficients are negative, which could be interpreted as a result of significant differences in the way these compounds are generated in the engine as well as significant differences in chemical properties against oxygen in particular.

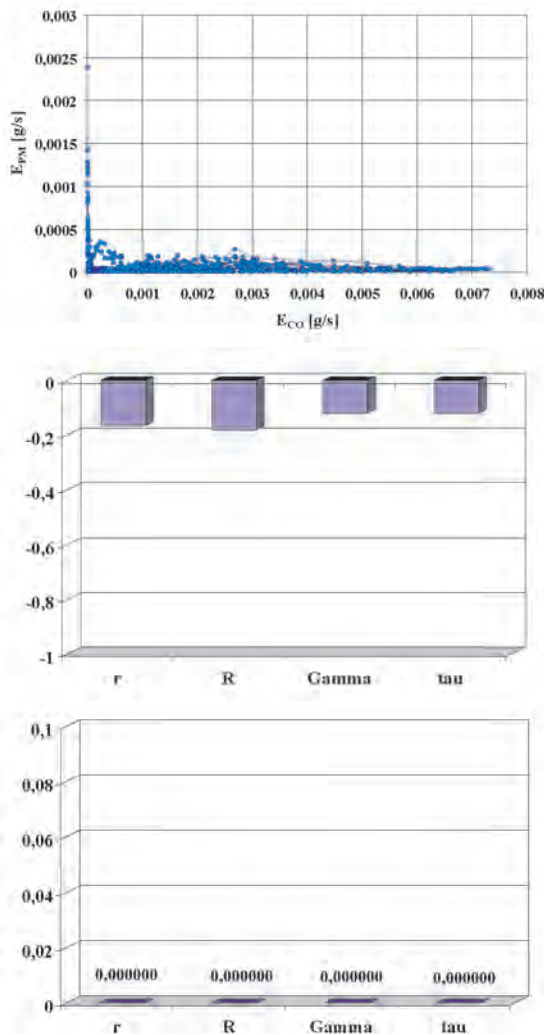


Fig. 5. Correlation dependence of the emission intensity of particulate matter E_{PM} and the emission intensity of carbon monoxide E_{CO} ; the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

Rys. 5. Zależność korelacyjna natężenia emisji cząstek stałych E_{PM} i natężenia emisji tlenku węgla E_{CO} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

Also, in the case of the correlation of the emission rates of particulate matter and carbon monoxide, negative correlation coefficients occurs (at strong correlation), which is difficult to interpret physically and chemically as opposed to the previous case.

The correlation of the emission rates of carbon dioxide and carbon monoxide is the weakest of all the analyzed

Korelacja natężeń emisji węglowodorów i tlenku węgla jest bardzo silna. Prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów jest mniejsze niż $5 \cdot 10^{-7}$. Tak silna korelacja jest uzasadniona fizycznie i chemicznie podobnymi procesami generowania tlenku węgla i węglowodorów w spalinach oraz podobnymi redukcyjnymi właściwościami obydwu substancji względem tlenu.

Korelacja natężeń emisji tlenków azotu i tlenku węgla jest również bardzo silna, jednak współczynniki korelacji są ujemne,

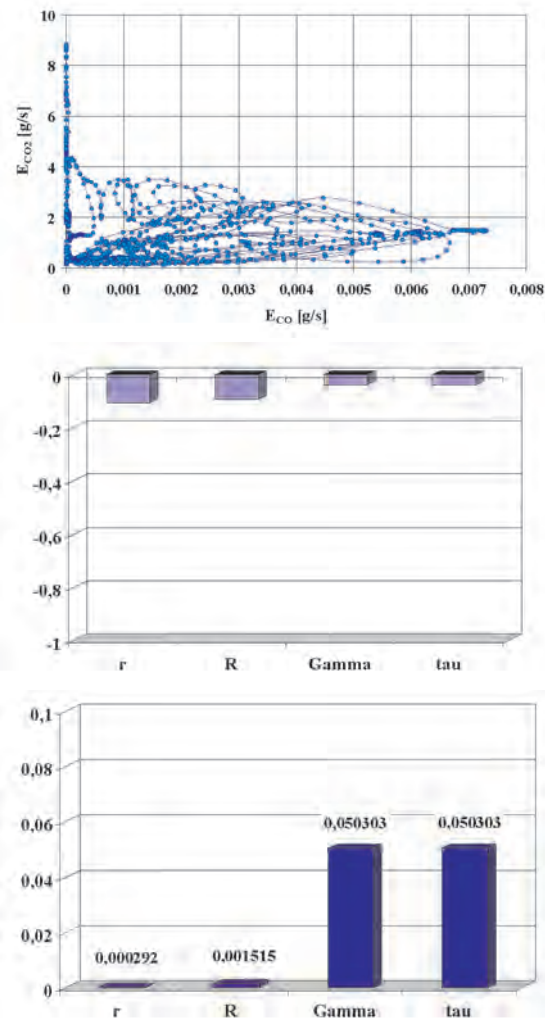


Fig. 6. Correlation dependence of the emission intensity of carbon dioxide E_{CO_2} and the emission intensity of carbon monoxide E_{CO} ; the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

Rys. 6. Zależność korelacyjna natężenia emisji dwutlenku węgla E_{CO_2} i natężenia emisji tlenku węgla E_{CO} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

co można interpretować jako skutek znacznych różnic w sposobach powstawania tych związków w silniku oraz znaczących różnic właściwości chemicznych, w szczególności względem tlenu.

Także dla korelacji natężeń emisji cząstek stałych i tlenku węgla występują – przy silnej korelacji – ujemne współczynniki korelacji, co jest jednak – w odróżnieniu od

sets. The probability of not rejecting of the hypothesis of a lack of correlation for the investigated sets exceeds 5% for the case of the Kruskal and Kendall theory. The correlation coefficients are negative as the reduction of the emission of carbon monoxide could be accompanied (at constant fuel consumption) by a growth of the emission of carbon dioxide, which results from the balance of carbon mass.

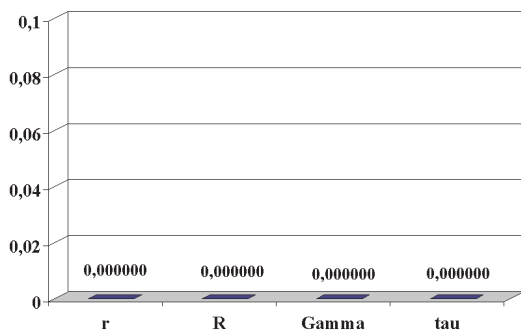
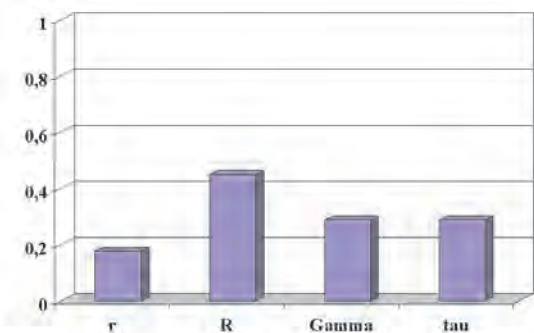
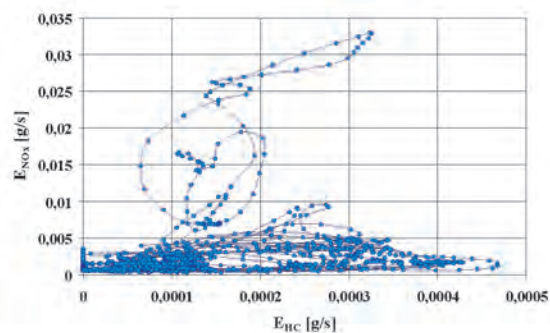


Fig. 7. Correlation dependence of the emission intensity of nitrogen oxides E_{NOx} and the emission intensity of hydrocarbons E_{HC} , the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

Rys. 7. Zależność korelacyjna natężenia emisji tlenków azotu E_{NOx} i natężenia emisji węglowodorów E_{HC} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

The emissions of nitrogen oxides and hydrocarbons there bear a strong positive correlation. It is also the case for the emissions of particulate matter and hydrocarbons (Fig. 8).

For the emission rates of carbon dioxide and hydrocarbons there is a strong correlation. The correlation coefficients are positive as opposed to the coefficients of the correlation of the emission rates of carbon monoxide and carbon dioxide. Similar, positive correlation coefficients occur in the case of

poprzedniego przypadku – wynikiem trudnym do interpretacji fizykochemicznej.

Korelacja natężeń emisji dwutlenku węgla i tlenku węgla jest najsłabsza spośród analizowanych zbiorów. Prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów przekracza nawet 5% w odniesieniu do teorii Kruskala i Kendalla. Współczynniki korelacji są

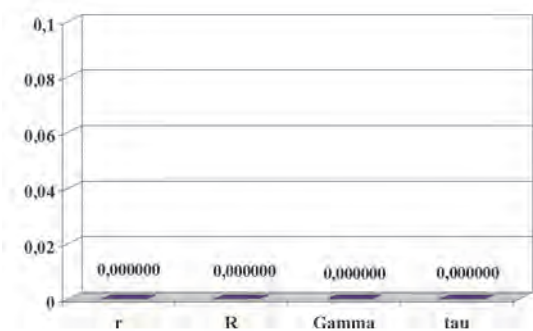
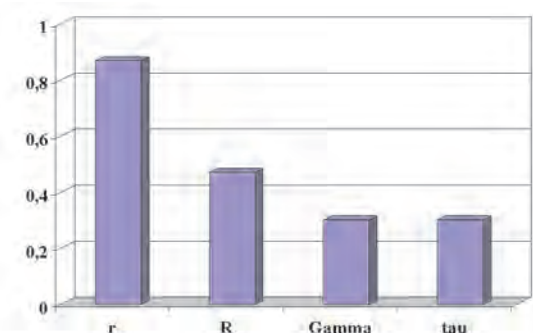
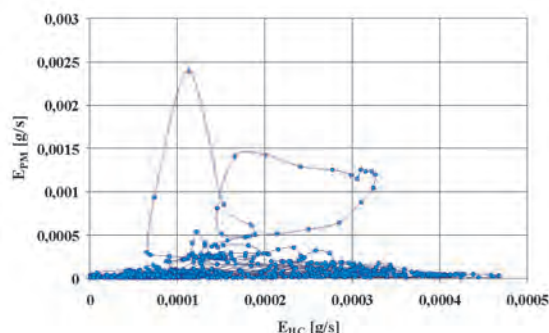


Fig. 8. Correlation dependence of the emission intensity of particulate matter E_{PM} and the emission intensity of hydrocarbons E_{HC} , the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

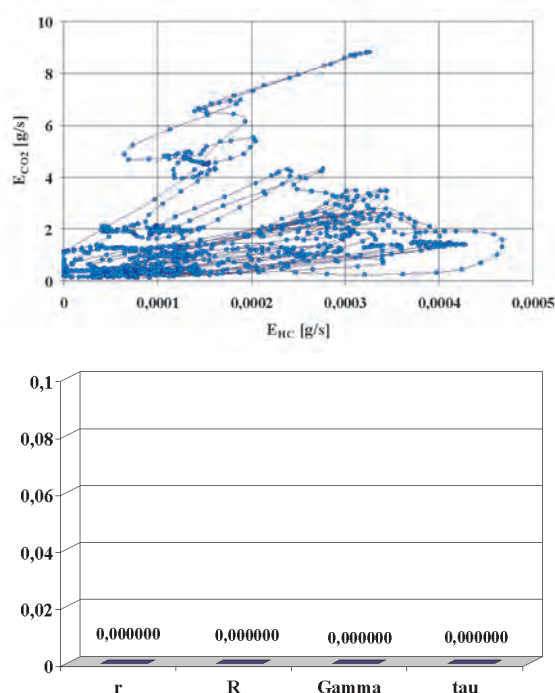
Rys. 8. Zależność korelacyjna natężenia emisji cząstek stałych E_{PM} i natężenia emisji węglowodorów E_{HC} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

ujemne, bowiem zmniejszaniu się emisji tlenku węgla przy stałym zużyciu paliwa może towarzyszyć zwiększanie się emisji dwutlenku węgla, co wynika z bilansu masy węgla.

Między natężeniami emisji tlenków azotu i węglowodorów zachodzi silna korelacja dodatnia. Podobnie jest w przypadku natężeń emisji cząstek stałych i węglowodorów (rys. 8).

Dla natężeń emisji dwutlenku węgla i węglowodorów istnieje silna korelacja. Współczynniki korelacji są dodatnie

the emission rates of nitrogen oxides and particulate matter, nitrogen oxides and carbon dioxide and particulate matter and carbon dioxide.



3. Conclusions

The following conclusions on the correlation of the pollutant emission intensity from self-ignition engines subject to motor vehicle test conditions pursuant to ECE R 83 rules may be formulated:

1. The pollutant emission intensity processes are strongly correlated with each other. The probability of non-rejection of the hypothesis of an absence of a correlation was equal to zero with an accuracy of at least six places after the decimal point, with the exception of the correlation between the carbon monoxide and carbon dioxide emission intensity processes for which the probability of non-rejection of the hypothesis of an absence of the correlation amounted to a maximum of approximately 5% (Gamma and tau correlation coefficients).
2. Noteworthy is the fact that the correlation coefficients for the carbon monoxide emission intensity and the emission intensity of other pollutants with the exception of hydrocarbons are not only smaller due to the absolute value, but even negative. The same is true in the case of the correlation analysis of the carbon monoxide emission intensity and the fuel flow intensity, which was not presented in this paper.
3. The result of correlation analysis of the nitrogen oxides and particulate matter emission intensity are puzzling: In line with all theories as examined in this paper, the correlation coefficients have positive values. Apart from this, the certainty of results is clear because the value of the correlation coefficients is close to one, and the probability of non-rejection of the hypothesis of an absence of cor-

w przeciwieństwie do współczynników korelacji natężeń emisji dwutlenku węgla i tlenku węgla. Podobnie dodatnie współczynniki korelacji są w przypadku natężeń emisji tlenków azotu i cząstek stałych, tlenków azotu i dwutlenku węgla oraz cząstek stałych i dwutlenku węgla.

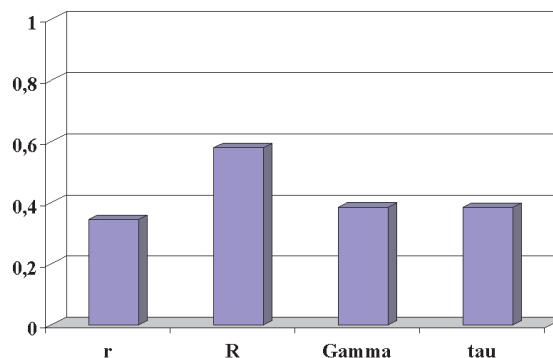


Fig. 9. Correlation dependence of the emission intensity of carbon dioxide E_{CO_2} and the emission intensity of hydrocarbons E_{HC} , the Pearson r , Spearman R , Kruskal Gamma, and Kendall tau correlation coefficients, as well as the probability of rejection of the hypothesis regarding an absence of correlations in the examined sets

Rys. 9. Zależność korelacyjna natężenia emisji dwutlenku węgla E_{CO_2} i natężenia emisji węglowodorów E_{HC} ; współczynniki korelacji Pearsona r , Spearmana R , Kruskala Gamma i Kendalla tau oraz prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji dla badanych zbiorów

3. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski na temat korelacji natężeń emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach testu samochodu zgodnie z regulaminem nr 83 EKG:

1. Przebiegi natężeń emisji zanieczyszczeń są ze sobą silnie skorelowane. Prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji było równe zero z dokładnością co najmniej do sześciu znaków po przecinku; wyjątkiem były badania korelacyjne między przebiegami natężeń emisji tlenku węgla i dwutlenku węgla, dla których prawdopodobieństwo nieodrzućenia hipotezy o braku korelacji było maksymalnie równe około 5% (współczynniki korelacji Gamma i tau).
2. Jest znamienne, że współczynniki korelacji natężenia emisji tlenku węgla z natężeniami emisji innych zanieczyszczeń, z wyjątkiem węglowodorów, są nie tylko najmniejsze ze względu na wartość bezwzględną, ale i ujemne. Podobnie jest w przypadku nieprzedstawianej w niniejszej pracy analizy korelacyjnej natężeń emisji tlenku węgla z natężeniem przepływu paliwa zużywanego przez silnik.
3. Zastanawiający jest wynik analizy korelacji natężeń emisji tlenków azotu i cząstek stałych: współczynniki korelacji zgodnie ze wszystkimi teoriami, rozpatrywanymi w niniejszej pracy, mają wartości dodatnie, oprócz tego jednoznaczność wyników jest wyraźna, gdyż wartość współczynników korelacji jest zbliżona do jedności, a prawdopodobieństwa nieodrzućenia hipotezy o braku

relation was equal to zero with an accuracy of at least six places after the decimal point. The result of these analyses is not in agreement with generally accepted observations regarding opposing sensitivities of the nitrogen oxides and particulate matter emissions to factors moulding those emissions. The formulation of general conclusions on the basis of correlation analysis results for the emission of nitrogen oxides and particulate matter as presented in this paper most certainly cannot be justified, as there is a need to significantly expand on the treatment of this topic.

The method applying correlation analysis of pollutant emission intensity subject to dynamic conditions turned out to be an effective tool in discovering the environmental properties of the combustion engine. This method may serve as a supplement to regulatory studies targeted at decreasing pollutant emissions under conditions corresponding to real combustion engine use [1].

The presented research results relate to homologation test operation conditions that may differ significantly from real combustion engine use conditions as applied to motor vehicles [1] and other uses [12]. In order to generalize the conclusions formulated in this paper as well as to broaden their scope, it is necessary to undertake a greatly expanded research programme encompassing various implementations of the same processes, various tests, and ultimately, for various objects.

korelacji są równe zeru z dokładnością co najmniej do sześciu znaków po przecinku. Wynik tych analiz nie jest zgodny z ogólnie obowiązującymi spostrzeżeniami o przeciwstawnych wrażliwościach emisji tlenków azotu i cząstek stałych na czynniki kształtujące te emisje. Sformułowanie ogólnych wniosków na podstawie przedstawionych w niniejszej pracy wyników analizy korelacyjnej emisji tlenków azotu i cząstek stałych nie jest uprawnione, istnieje bowiem konieczność znacznie obszerniejszego potraktowania tego tematu.

Metoda badań korelacyjnych natężeń emisji zanieczyszczeń w warunkach dynamicznych okazała się skutecznym narzędziem poznawania właściwości ekologicznych silnika spalinowego. Metoda ta może stanowić uzupełnienie badań regulacyjnych, ukierunkowanych na zmniejszenie emisji zanieczyszczeń w warunkach odpowiadających rzeczywistości użytkowaniu silników spalinowych [1].

Przedstawione wyniki badań dotyczą warunków pracy testu homologacyjnego, które mogą znacznie różnić się od rzeczywistych warunków użytkowania silników spalinowych o zastosowaniach zarówno samochodowych [1], jak i innych [12]; w celu uogólnienia wniosków, sformułowanych w niniejszej pracy, oraz rozszerzenia ich zakresu, niezbędną jest realizacja znacznie szerszego programu badań: dla różnych realizacji tych samych procesów, dla różnych testów i – wreszcie – dla różnych obiektów.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Chłopek Z.: Badania warunków pracy silnika spalinowego w czasie rzeczywistego użytkowania w autobusie miejskim. *Archiwum Motoryzacji* 2/2007.
- [2] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. *Prace Naukowe, seria Mechanika*, z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [3] Chłopek Z., Darkowski A., Piaseczny L.: Influence of metalloorganic additive to the fuel on the pollution emission from the SI engine. *Polish Journal of Environmental Studies*. Vol. 14, No. 5 (2005), p. 559-567.
- [4] Chłopek Z., Domański D.: Badania optymalizacyjne algorytmów sterowania silnika o zapłonie samoczynnym. *Archiwum Motoryzacji* 1/2007.
- [5] Chłopek Z., Domański D.: Problemy optymalizacji sterowania silników spalinowych. *Mechanika*, z. 6–M/2004, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004.
- [6] Chłopek Z., Piaseczny L.: Analiza korelacyjna właściwości silnika spalinowego w statycznych warunkach pracy. *Mechanika*, z. 6–M/2004, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004.
- [7] Chłopek Z., Piaseczny L.: Badania statystycznych właściwości silnika spalinowego w statycznych warunkach pracy. *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej*, rok XLV, nr 1(156), Gdynia 2004.
- [8] Chłopek Z., Piaseczny L.: Statistical investigations of fast changeable processes in ship piston combustion engines. *Polish Maritime Research* No. 2(44), 2005, Vol. 12.
- [9] Kendall M.G.: A New measure of rank correlation. 1938. *Biometrika*, 30, p. 81-89.
- [10] Kendall M.G.: Rank correlation methods. Wyd. 1, Charles Griffin & Company Limited, Londyn 1948.
- [11] Kruskal H., Wallis W.A.: Use of ranks in one-criterion variance analysis. *Journal of the American Statistical Association* 47 (260). 1952, p. 583-621.
- [12] Marecka-Chłopek E., Chłopek Z.: Synteza testów statycznych do badania silników spalinowych o zastosowaniach innych niż samochodowe ze względu na emisję zanieczyszczeń i zużycie paliwa. *Przegląd Mechaniczny* 9/2007.
- [13] Pearson K.: On the theory of contingency and its relation to association and normal correlation. *Drapers' Company Research Memoirs*. Biometric Ser. I, 1904.
- [14] Savitzky A., Golay M.J.E.: Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures. *Analytical Chemistry*, 1964, 36, p. 1627-1639.
- [15] Spearman Ch.: The proof and measurement of association between two things. *American Journal of Psychology*. 15 (1904), p. 72-101.
- [16] Wasserman L.: All of nonparametric statistics. Springer 2007.

Mr. Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Professor in the Automotive Industry Institute in Warsaw.

Dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – profesor w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji w Warszawie.

e-mail: moriarty@o2.pl



Simulation tests on air flow through selected types of throttle bodies

The paper presents selected simulation test results of the air flow through various types of throttle bodies. The experimental tests were mapped in virtual conditions, using the experimental conditions as initial and edge conditions. The geometry was implemented from the Solid Works software into the COSMOS-FloWorks, in which the simulations were carried out. The results represented supplementation to test stand investigations. The comparison of classic, two stage and profiled intake throttles provided answers to the questions related to the necessity to differentiate the structure in order to achieve specific flow characteristics.

Key words: combustion engine, fuel delivery system, throttle body, simulation

Badania symulacyjne przepływu powietrza przez wybrane typy przepustnic

W artykule przedstawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych procesu przepływu powietrza przez różne typy przepustnic. W warunkach wirtualnych odwzorowywano badania doświadczalne, wykorzystując jako warunki brzegowe i początkowe warunki eksperymentalne. Geometrię zaimplementowano z programu Solid Works do COSMOSFloWorks, w którym przeprowadzono symulacje. Wyniki badań stanowiły uzupełnienie badań stanowiskowych, gdzie dokonywano jedynie oceny ilościowej, bez jakościowej analizy procesów. Porównanie przepustnicy klasycznej, dwuprzelotowej i z profilowanym wlotem dało odpowiedzi na pytania związane z koniecznością zróżnicowania budowy celem osiągnięcia określonych cech przepływowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, układ zasilania, podzespół przepustnicy, symulacja

1. Introduction

The basic equations used for the mathematical description of the flow phenomena related to possibly most general model of fluid (for 3D space) and based on three main principles of mechanics are as follows:

– for the principle of mass conservation (the continuity equation):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

– for the principle of momentum and angular momentum conservation:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = \rho \mathbf{F} + \text{div} \mathbf{S} \quad (2)$$

– for the principle of energy conservation

$$\rho \frac{d}{dt} \left(TC_v + \frac{u^2}{2} \right) = \rho \mathbf{F} \mathbf{u} + \rho q + \text{div}(\Gamma \text{grad} T) + \text{div}(\mathbf{S} \mathbf{u}) \quad (3)$$

of which: t – time, \mathbf{u} – fluid velocity, ρ – fluid density, \mathbf{F} – body force for mass unit, \mathbf{S} – stress tensor, C_v – specific heat capacity with fixed volume, T – temperature, q – unit output of internal source of heat, Γ – thermal conductivity.

The unique solution of the above equations, enabling in consequence determination of pressure variation course in the engine intake system, is possible in very few cases only and with numerous simplifying assumptions. Heat exchange (particularly penetration) at the medium flow brings about

1. Wstęp

Podstawowymi równaniami służącymi do matematycznego opisu zjawisk przepływu w odniesieniu do możliwie ogólnego modelu płynu (dla trójwymiarowej przestrzeni) i w oparciu o trzy główne zasady mechaniki są równania:

– dla zasady zachowania masy (równanie ciągłości) – równanie (1),

– dla zasady zachowania pędu i momentu pędu (2),

– dla zasady zachowania energii (3),

gdzie: t – czas, \mathbf{u} – prędkość płynu, ρ – gęstość płynu, \mathbf{F} – siła masowa dla jednostki masy, \mathbf{S} – tensor naprężeń, C_v – ciepło właściwe przy stałej objętości, T – temperatura, q – wydajność jednostkowa wewnętrznego źródła ciepła, Γ – przewodność cieplna.

Jednoznaczne rozwiązanie powyższych równań, dające w efekcie możliwość np. wyznaczenia przebiegu zmian ciśnienia w układzie dolotowym silnika jest możliwe jedynie w bardzo nielicznych przypadkach, przy wielu założeniach upraszczających. Wiele problemów nastęcza wymiana ciepła (szczególnie wnikanie) przy przepływie czynnika i bardzo często jest przez badaczy pomijana. Uzyskane rozwiązania ważne są jedynie w granicach poczynionych założeń i najczęściej wykazują odchylenia od rezultatów otrzymanych doświadczalnie w warunkach rzeczywistych.

Obecnie na rynku oprogramowania znajduje się bogata oferta programów do analizy inżynierskiej z zakresu numerycznej mechaniki płynów (CFD). Są to m.in. programy: ANSYS, COSMOSFloWorks, FLUENT, PATRAN/NASTRAN, KIVA [4]. Programy oferują podobny zakres

a lot of problems and is frequently ignored by the researchers. The solutions obtained are valid within the limits of assumptions only and mostly show deviations from the results obtained experimentally under real conditions.

The software market offers a wide range of engineering analysis programs in the scope of Computational Fluid Dynamics (CFD). These include: ANSYS, COSMOSFloWorks, FLUENT, PATRAN/NASTRAN, KIVA [4]. The programs offer similar range of tools and options. They are used for the analysis of flow of fluids and gases and heat exchange processes. They are capable of analyzing numerous problems concerning flow processes with the use of wide range of fluid definitions and self defining options. They make it possible to analyze external, internal, stationary, non-stationary, turbulent, laminar flows, flows of viscous, non-viscous, Newtonian, non-Newtonian, compressible, non-compressible, multi-phase and other fluids. Such programs can be used in practically any field of industry and in theoretical considerations on fluid mechanics phenomena as well as in research work.

Another group of specialist computational packages that can be used in a specific field, particularly the automotive sector, includes: AVL BOOST and FIRE, FLUENT with the modules: GT Turbo, Mixsim, Polyflow; WAVE and VECTICS from Ricardo.

One should remember, however, that the full mapping of reality in the simulation models is impossible. The final verification of the intake system elements should always be carried out during experimental research on an engine furnished with prototype solutions. The simulation tests may only complement the experiments where the correctness of the variant assumed may be subject to conclusions or preliminary analysis may be carried out.

narzędzi i możliwości. Służą do analizy przepływów cieczy i gazów oraz procesów wymiany ciepła. Mają możliwość analizy wielu problemów dotyczących procesu przepływu z wykorzystaniem szerokiego zasobu definicji płynów oraz możliwości samodzielnego definiowania. Umożliwiają analizę przepływów zewnętrznych, wewnętrznych, stacjonarnych, niestacjonarnych, turbulentnych, laminarnych, przepływów płynów lepkich, nielepkich, newtonowskich, nienewtonowskich, ściśliwych, nieściśliwych, wielofazowych i innych. Programy te można wykorzystywać praktycznie w każdej dziedzinie przemysłu, jak również w rozważaniach teoretycznych na temat zjawisk mechaniki płynów i w pracach badawczych.

Do innej grupy specjalistycznych pakietów obliczeniowych, które można wykorzystać w konkretnej dziedzinie, a dokładnie w motoryzacji, można zaliczyć m.in. AVL BOOST i FIRE, FLUENT z modułami: GT Turbo, Mixsim, Polyflow; WAVE i VECTICS firmy Ricardo.

Należy jednak pamiętać, że pełne odwzorowanie rzeczywistości w modelach symulacyjnych nie jest możliwe. Ostateczna weryfikacja elementów układu dolotowego zawsze powinna być przeprowadzana w toku badań doświadczalnych na silniku wyposażonym w prototypowe rozwiązania. Badania symulacyjne mogą stanowić uzupełnienie badań doświadczalnych, gdzie można wnioskować o poprawności przyjętego wariantu konstrukcyjnego lub dokonać wstępnej analizy.

2. Przedmiot badań

Przedmiotem badań były trzy różniące się konstrukcyjnie przepustnice, których opis techniczny i zastosowanie przedstawiono w pracy [5]. Podstawowe wymiary zestawiono na rys 1.

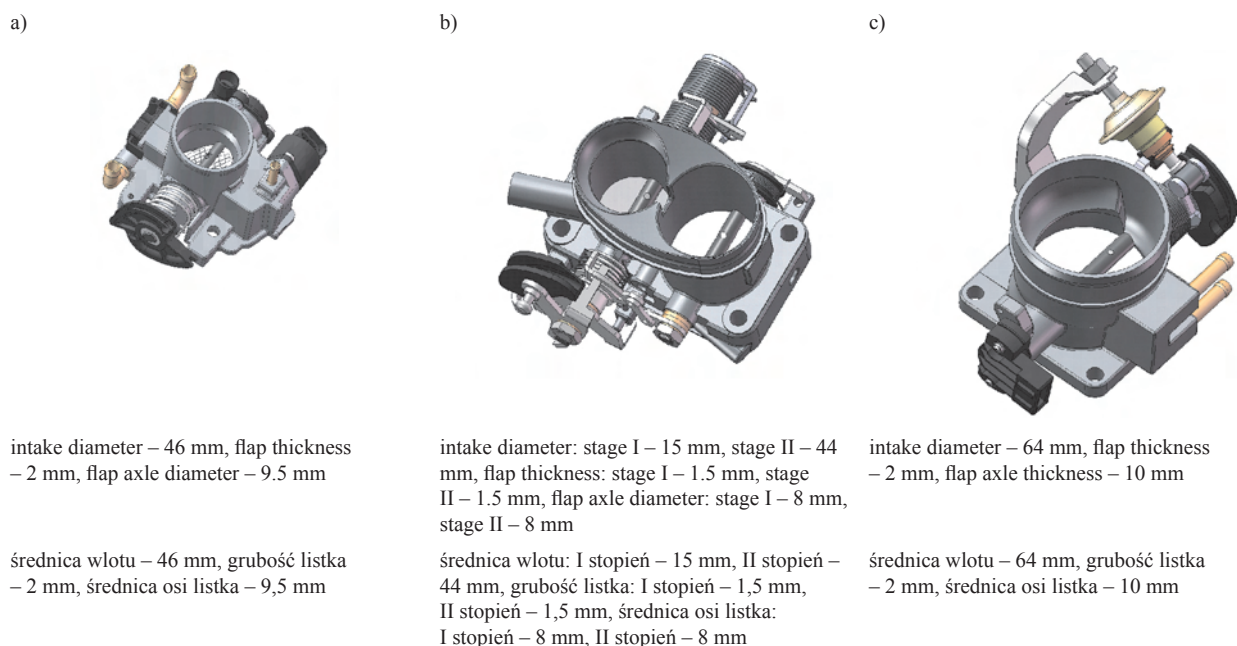


Fig. 1. Throttle bodies investigated: a – classic, b – two-stage, c – with a profiled intake
Rys. 1. Badane przepustnice: a – klasyczna, b – dwustopniowa, c – z profilowanym wlotem

2. The object of the investigations

The object of the investigation were throttle bodies differing in structure, the technical description and their applications are presented in paper [5]. Their basic dimensions are listed in Fig. 1.

3. The methodology of the investigations

The calculations carried out in the COSMOSFloWorks environment, with the computational algorithm based on Navier-Stokes equations, where the solution is obtained numerically with the use of the MES. The equations are supplemented by equation of state of fluid describing its nature and by the empirical dependencies of fluid viscosity and thermal conductivity on temperature. The topic is ultimately made precise by introduction of geometry, edge conditions and initial conditions for the case investigated.

The investigations consisted in simulating the air flow through a model throttle body, mapping the geometry of a real investigated object that was created in the Solid Works. Similar ambient conditions and initial conditions correspond to tests of throttle bodies carried out on a real test stand specially built for this purpose as presented in paper [5]. The experimentally obtained pressure variation courses in the measuring tank were used as edge values of the flow simulation. The simulations were carried out for three flap positions (minimum, 50% and full opening) with the by-pass valve in fully open.

In addition to the analysis in the form of color range in the flow area, reflecting the variability of particular parameters, we may also obtain results in the form of diagrams related to a selected point. This can also be settled in a global layout for the whole computational space, in local layout on one of the object's surfaces or in a defined volume of the object (Fig. 2).

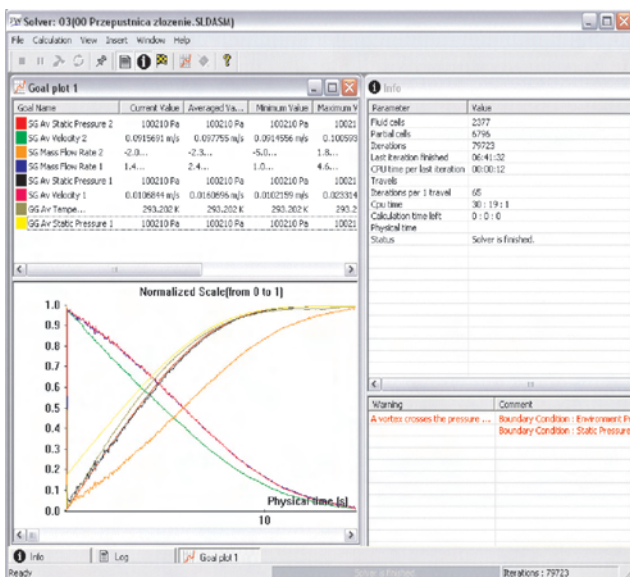


Fig. 2. View of panel from the result presentation option in the form of diagrams

Rys. 2. Widok panelu z możliwością prezentacji wyników w postaci wykresów

3. Metodyka badań

Obliczenia przepływowe przeprowadzono w środowisku COSMOSFloWorks, gdzie algorytm obliczeniowy opiera się na równaniach Naviera-Stokesa, przy czym rozwiązanie otrzymuje się na drodze numerycznej, wykorzystując MES. Równania te uzupełnione są o równanie stanu płynu opisujące jego naturę oraz o empiryczne zależności lepkości płynu i przewodności cieplnej od temperatury. Zagadnienie jest ostatecznie precyzowane przez wprowadzenie geometrii, warunków brzegowych oraz warunków początkowych dla badanego przypadku.

Badania polegały na zasymulowaniu przepływu powietrza przez model przepustnicy, odwzorowujący geometrię rzeczywistego obiektu badanego, który stworzono w Solid Works. Podobnie warunki otoczenia oraz początkowe odpowiadają badaniu na rzeczywistym specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku do badań przepustnic przedstawionym w publikacji [5]. Jako wartości brzegowe symulacji przepływu wykorzystano otrzymane doświadczalnie przebiegi zmian ciśnienia w zbiorniku pomiarowym. Symulacje przeprowadzono dla trzech położenia listka przepustnicy (minimalne, 50% i pełne otwarcie) przy otwartym zaworze obejściowym.

Poza analizą w postaci palety barw w obszarze przepływu, obrazujących zmienność poszczególnych parametrów, można również otrzymać wyniki w postaci wykresów w odniesieniu do wybranego punktu. Można ustalić to w układzie globalnym dla całej przestrzeni obliczeniowej, w układzie lokalnym na jednej z powierzchni obiektu lub w określonej objętości obiektu (rys. 2).

4. Wyniki badań i ich analiza

W badaniach symulacyjnych starano się odwzorować badania eksperymentalne przeprowadzone na stanowisku [5], dlatego warunki początkowe i brzegowe (rys. 3) odpowiadały badaniom stanowiskowym, a geometria przepływu była implementowana ze środowiska Solid Works.

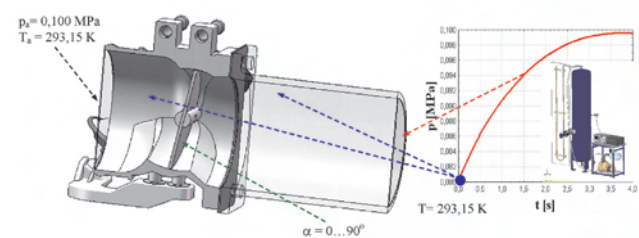


Fig. 3. Edge conditions and initial conditions

Rys. 3. Warunki brzegowe i początkowe

Właściwości płynu zdefiniowano jako powietrze w warunkach normalnych. Z uwagi na to, że badania miały charakter dynamiczny, najlepszą formą analizy byłoby zaprezentowanie wyników w formie filmu z całego procesu, niestety w artykule zaprezentowane będą jedynie obrazy w określonym odstępnie czasowym od początku symulacji.

Z uwagi na obszerność wyników, w dalszej części artykułu zaprezentowano jedynie wyniki zawierające wybrane stopnie uchylecia przepustnicy w określonym punkcie czasowym.

4. Results and their analysis

The simulation investigations were an attempt to map the experimental research carried out on the test stand [5], therefore the initial and edge conditions (Fig. 3) corresponded to the test stand investigations and the flow geometry was implemented from the Solid Works environment.

The fluid properties were defined as air under normal conditions. Due to the fact that the investigations were of dynamic nature, the best form of analysis would be to present the results as a film of the whole process, unfortunately, the paper will only present pictures in a defined time interval from the beginning of the simulation.

Przepustnica klasyczna

W przypadku zamkniętej przepustnicy przepływ jest silnie zdławiony (rys. 4a i b), część powietrza przepływa przez główny przelot na skutek występujących nieszczelności, natomiast przepływ w głównej mierze odbywa się z wykorzystaniem kanału obejściowego. Przepustowość kanału obejściowego jest na tyle niewielka, iż ciśnienie panujące przed przepustnicą ma wartość ciśnienia atmosferycznego, natomiast ciśnienie za przepustnicą odpowiada wartości ciśnienia zadanego, jako warunek brzegowy (wynik pomiaru na stanowisku). Powietrze w kanale obejściowym uzyskuje największą prędkość, powyżej 10 m/s, jednak maksymalne prędkości występujące w tym obszarze miejscowo są o

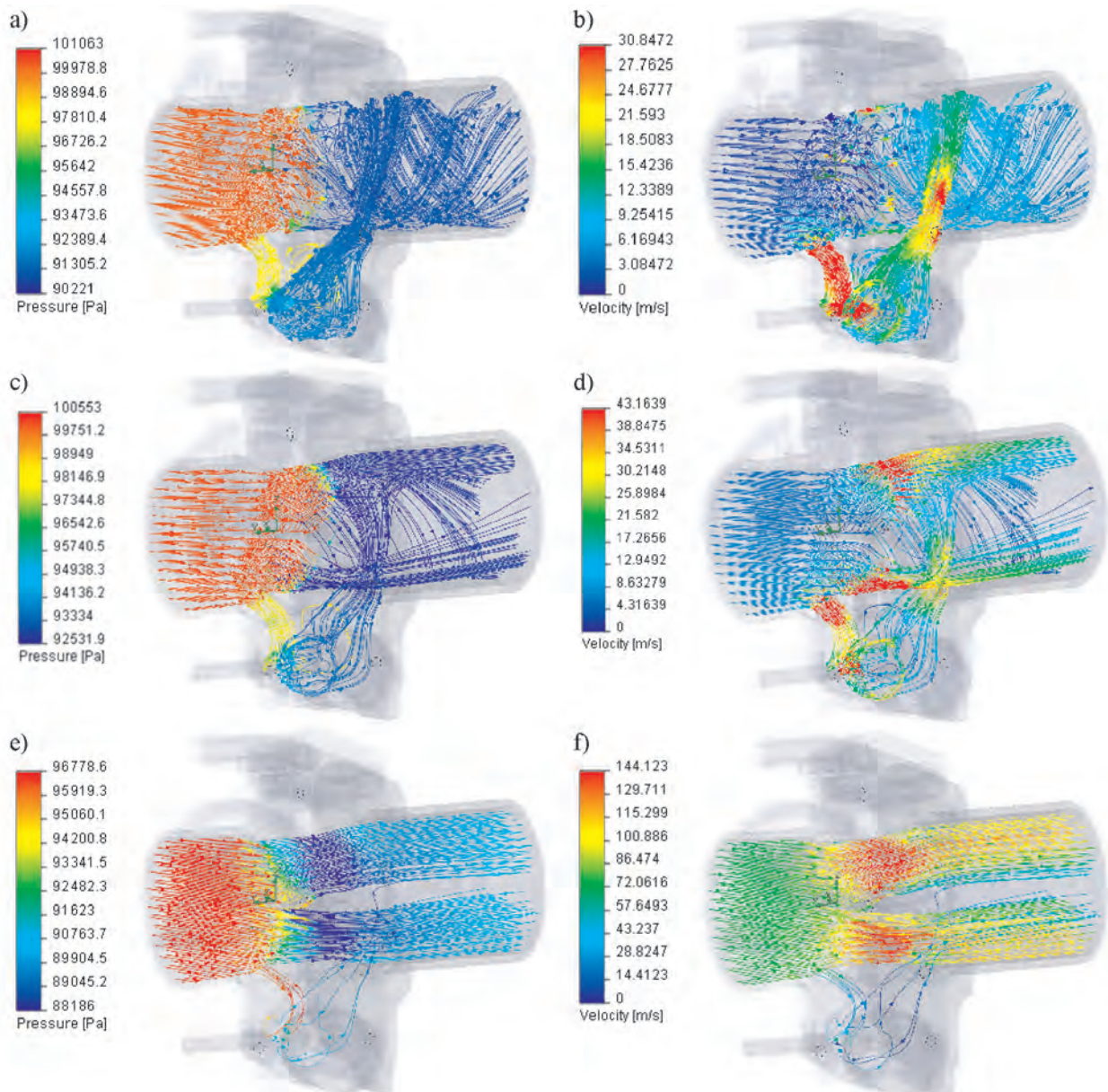


Fig. 4. Visualization of flow through the classic throttle body: a, c, e – pressure variations, b, d, f – flow velocities; a and b – $\alpha = 3^\circ$, $t = 3.4$ s; c and d – $\alpha = 20^\circ$, $t = 1.59$ s; e and f – $\alpha = 90^\circ$, $t = 0.14$ s

Rys. 4. Wizualizacja przepływu przez przepustnicę klasyczną: a, c, e – zmiany ciśnienia, b, d, f – prędkości przepływu; a i b – $\alpha = 3^\circ$, $t = 3,4$ s; c i d – $\alpha = 20^\circ$, $t = 1,59$ s; e i f – $\alpha = 90^\circ$, $t = 0,14$ s

Considering the plentitude of results, only those containing selected throttle body opening grades in a defined point of time are presented further herein.

Classic throttle body

With the throttle body closed, the flow is strongly throttled (Fig. 4a and b), some air flows through the main passage as a result of occurring leakages, whereas the flow mainly takes place through the by-pass. The by-pass throughput is so low that the pressure before the throttle body has the atmospheric pressure value, while the pressure after the throttle body corresponds to the pressure set as the edge condition (test stand measuring result). The air in the by-pass obtains the highest velocity above 10 m/s, however, the maximum velocities occurring in this area are locally much higher and reach supersonic velocities. The air flowing out of the by-pass causes swirling of the whole flow and increase of its mean velocity at the outlet, which may improve the formation of the combustible mixture with scarce mass expenditure and local flow disturbances.

Opening the throttle body by 20° (Fig. 4c and d) causes increase of throughput; at the current line analysis the flow concentration around the throttle body flap wherever the flow surface increased is visible. The valve share decreases, which results in decreased swirl of the stream in the passage. We observe a significant growth of the mean flow velocity in relation to the closed throttle body, while the difference of the mean value at intake and outlet was reduced to 6.5 m/s.

With the throttle body fully open (Fig. 4e and f) the flow in the by-pass shall vanish. The flow is throttled by the lateral throttle body and flap axle surface, which causes bifurcation of the stream. The highest flow velocity (ca. 130 m/s) occurs in the throat and is high enough to cause the drop of pressure at the intake down to 95 kPa.

Two-stage throttle body

For the position $\alpha = 10^\circ$ (Fig. 5a and b) the flow is carried out through the surface of the first passage and leakages of the second. The static pressure distribution is of similar nature to that of the classic throttle body. The simulation showed that opening the throttle body to the position 10° causes vanishing of the flow in the by-pass. The large swirl of the air stream results from the occurrence of leakages in the second passage. The flow in the first passage has a mild course and the trajectories of air current lines are determined by the model geometry.

Opening the throttle body of the first passage to the position $\alpha = 60^\circ$ (Fig. 5c and d) causes partial opening of the second throttle valve. It results in the increase of the air mass flowing through the object investigated. This reduces the stream swirl.

When both throttle bodies are open, the global pressure in the whole object is reduced, the varied distribution is visible on the cross-section plane (Fig. 5e and f). The pressure significantly drops in the cross-section throat and after the flap axle, to reach the value of ca. 90 kPa. Upon the experimental investigations, it appeared that the impact of throttle body and flap axle on the throughput is scarce for large openings, while the simulation investigations showed

wiele większe i dochodzą do prędkości ponaddźwiękowych. Powietrze, wydostając się z kanału obejściowego powoduje zawirowanie całego przepływu i zwiększenie jego średniej prędkości na wylocie, co przy niewielkim wydatku masowym może korzystnie wpływać na tworzenie mieszaniny palnej, przy lokalnych zakłóceniach przepływu.

Otwarcie przepustnicy o 20° (rys. 4c i d) powoduje zwiększenie przepustowości; przy analizie linii prądu widoczna jest koncentracja przepływu wokół listka przepustnicy, gdzie nastąpiło zwiększenie powierzchni przepływu. Udział zaworu zmniejsza się, co skutkuje mniejszym zawirowaniem strugi w przelocie. Obserwujemy znaczny wzrost średniej prędkości przepływu w stosunku do przepustnicy zamkniętej, natomiast różnica średniej wartości prędkości na wlocie i wylocie zmniejszyła się do 6,5 m/s.

Przy pełnym otwarciu przepustnicy (rys. 4e i f) zanika przepływ w zaworze obejściowym. Przepływ dławiony jest jedynie przez powierzchnię boczną przepustnicy i powierzchnię osi listka, co powoduje rozwidlenie strugi. Największa prędkość przepływu (ok. 130 m/s) występuje w przewężeniu i jest na tyle duża, że wartość ciśnienia na wlocie spadła do wartości 95 kPa.

Przepustnica dwustopniowa

Dla położenia $\alpha = 10^\circ$ (rys. 5a i b) przepływ odbywa się przez powierzchnię pierwszego przelotu oraz nieszczelności drugiego. Rozkład ciśnienia statycznego ma podobny charakter jak dla przepustnicy klasycznej. Symulacja wykazała, iż otwarcie przepustnicy do położenia 10° powoduje zanik przepływu w kanale obejściowym. Znaczne zawirowanie strugi powietrza wynika z występowania nieszczelności przelotu drugiego. Przepływ w przelocie pierwszym ma łagodny przebieg, a trajektorie linii prądu powietrza zdefiniowane są geometrią modelu.

Otwarcie przepustnicy pierwszego przelotu do położenia $\alpha = 60^\circ$ (rys. 5c i d) powoduje częściowe otwarcie drugiej przepustnicy. Skutkuje to zwiększeniem masy powietrza przepływającego przez badany obiekt. Zmniejsza się zawirowanie strugi.

Gdy otwarte są obydwie przepustnice, ciśnienie globalne w całym obiekcie ulega obniżeniu, zróżnicowany rozkład widoczny jest na płaszczyźnie przekroju (rys. 5e i f). Ciśnienie wyraźnie obniża się na przewężeniu przekroju i za osią listka przepustnicy, by osiągnąć wartość około 90 kPa. Z badań doświadczalnych okazało się, że wpływ przepustnicy i osi listka na przepustowość jest niewielki dla dużych otwarć, natomiast z badań symulacyjnych, że ma znaczący wpływ na miejscowy rozkład ciśnienia i prędkości przepływu.

Przepustnica z profilowanym wlotem

Profilowany wlot uniemożliwia przepływ powietrza przez jedną z połówek powierzchni przepływu, jakie występują w przepustnicy z przelotem stałym, co pozwala wnioskować o tym, iż profilowanie może zastąpić podwójny przelot, który jest konstrukcyjnie kłopotliwy w wykonaniu. Powoduje to zmniejszenie przepustowości przepustnicy w zakresie małych otwarć i poprawia płynność regulacji masy powietrza. Korpus nie jest wyposażony w zawór obejściowy, a regulacja masy powietrza odbywa się za pomocą zmiany położenia przepust-

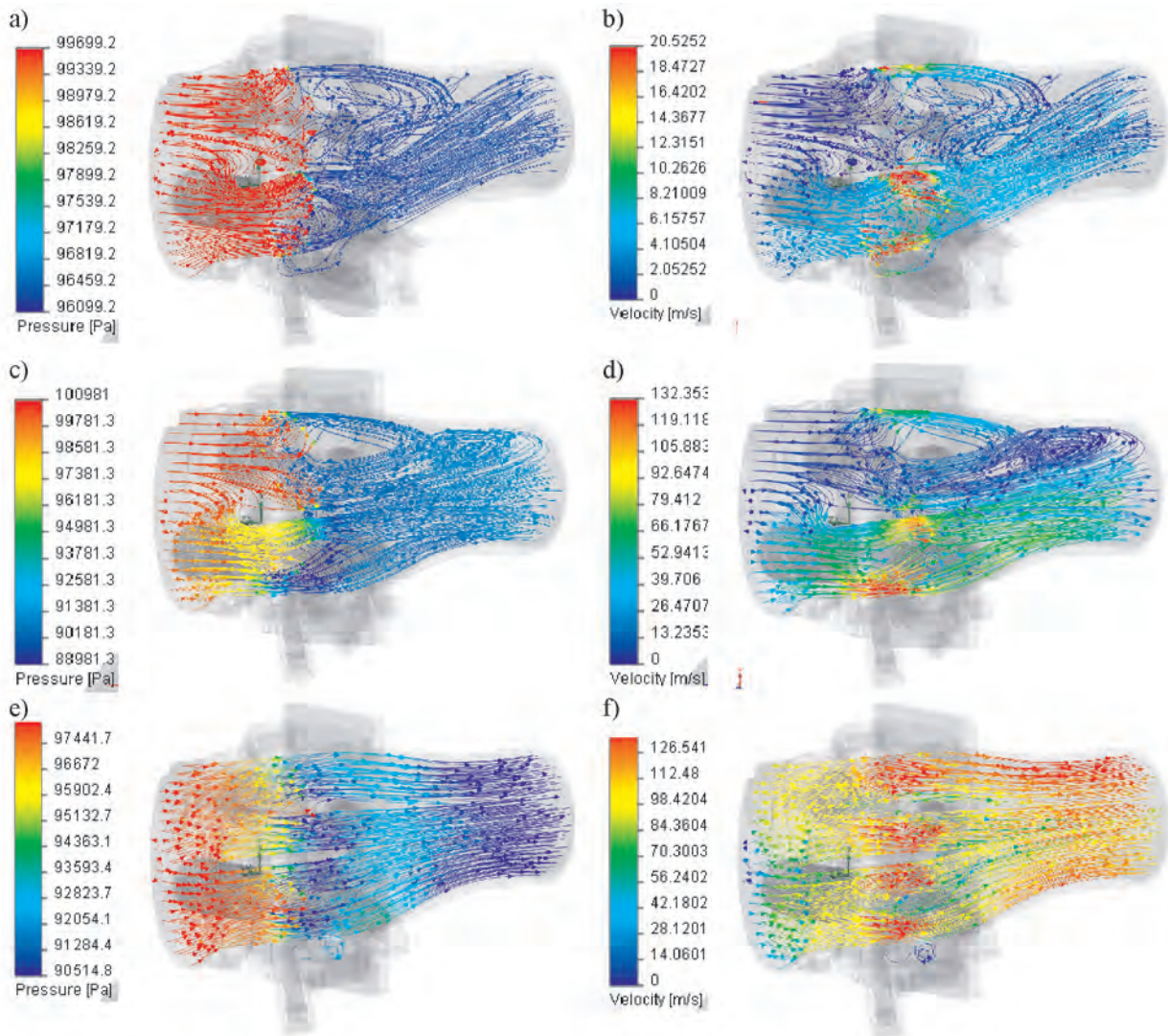


Fig. 5. The visualization of the flow through the two-stage throttle body: a, c, e – pressure variations, b, d, f – flow velocities; a and b – $\alpha = 10^\circ$, $t = 3.4$ s; c and d – $\alpha = 60^\circ$, $t = 1.59$ s; e and f – $\alpha = 90^\circ$, $t = 0.14$ s

Rys. 5. Wizualizacja przepływu przez przepustnicę dwustopniową: a, c, e – zmiany ciśnienia, b, d, f – prędkości przepływu; a i b – $\alpha = 10^\circ$, $t = 3,4$ s; c i d – $\alpha = 60^\circ$, $t = 1,59$ s; e i f – $\alpha = 90^\circ$, $t = 0,14$ s

that it has a large impact on the local pressure and flow velocity distribution.

Throttle body with profiled intake

The profiled intake prevents the air flow through one of the flow surface halves that occur in the throttle body with fixed passage, which suggests that the profiling may replace double passage that is structurally difficult to make. It causes the reduction of the throttle body throughput for small openings and improves the liquidity of air mass adjustment. The body has no by-pass valve and the air mass adjustment is carried out by means of changing the throttle body position (throttle positioner). Compared to the model flow simulation through classic throttle body with by-pass, (Fig. 4), the flow is accompanied by significantly lower swirl. Most of the air stream (Fig. 6a and b) flows on the opposite site of the profiling, which causes a slight air swirl under the throttle flap.

nicy (nastawnik przepustnicy). W porównaniu z symulacją przepływu przez przepustnicę klasyczną z kanałem obejściowym (rys. 4) przepływowi towarzyszy znacznie mniejsze zawirowanie. Większość strugi powietrza (rys. 6a i b) przepływa po przeciwnej stronie profilowania, co powoduje niewielkie zawirowanie powietrza pod listkiem przepustnicy.

Dla otwarcia przepustnicy $\alpha = 40^\circ$ (rys. 6c i d) odsłonięta jest już dolna szczelina przepływu. Mimo to przepływ nadal w głównej mierze przebiega przez górną powierzchnię po przeciwnej stronie profilowania. Przepływ, podobnie jak w poprzednim przypadku, ma niewielki stopień zawirowania strugi powietrza.

Wpływ występowania profilowania zanika w momencie pełnego otwarcia przepustnicy (rys. 6e i f). Linie prądu są prawie równoległe. Występuje w tym przypadku największy wydatek masy rzędu 0,85 kg/s, co wiąże się z największą średnicą przelotu spośród wszystkich badanych przepustnic.

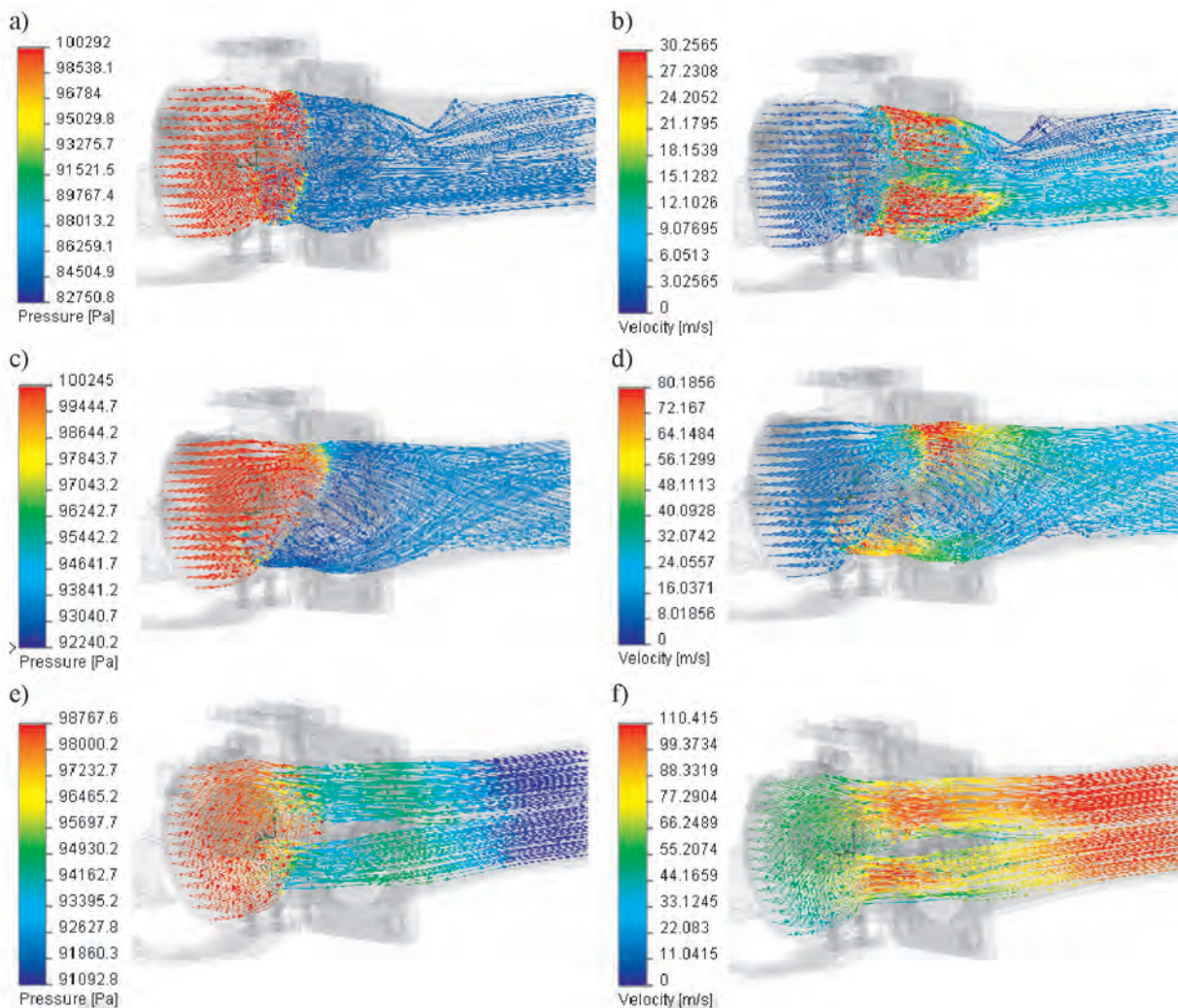


Fig. 6. Visualization of flow through the throttle profiled intake: a, c, e – pressure variations, b, d, f – flow velocities; a and b – $\alpha = 10^\circ$, $t = 3.95$ s; c and d – $\alpha = 40^\circ$, $t = 1.32$ s; e and f – $\alpha = 90^\circ$, $t = 0.12$ s

Rys. 6. Wizualizacja przepływu przez przepustnicę profilowanym wlotem: a, c, e – zmiany ciśnienia, b, d, f – prędkości przepływu; a i b – $\alpha = 10^\circ$, $t = 3,95$ s; c i d – $\alpha = 40^\circ$, $t = 1,32$ s; e i f – $\alpha = 90^\circ$, $t = 0,12$ s

To open the throttle body $\alpha = 40^\circ$ (Fig. 6c and d) the lower flow port is already uncovered. Nevertheless, the flow still mainly passes the upper surface opposite the profiling. The flow, like in the previous case, has scarce air stream swirl.

The impact of profiling vanished with the throttle body fully open (Fig. 6e and f). The current lines are almost parallel. The highest mass expenditure occurs in this case, around 0.85 kg/s, which is related to the largest passage diameter of all the throttle bodies investigated.

5. Summary

The experimental investigations on the measuring site, the computational analysis of flow parameters, combined with model investigations in the flow analysis programs enable obtainment of wide information on the properties of the object investigated. The investigations carried out so far that could only determine the quantita-

5. Podsumowanie

Badania doświadczalne na stanowisku pomiarowym wraz z obliczeniową identyfikacją parametrów przepływu w połączeniu z badaniami symulacyjnymi w programach do analiz przepływów pozwalają na uzyskanie wielu informacji na temat właściwości badanego obiektu. Prowadzone dotychczas badania, które potrafiły określić jedynie charakter ilościowy przepływu, zakładając jego jednorodność, były niewystarczające. Badania symulacyjne stanowią uzupełnienie tych badań, niosąc ze sobą informacje o charakterze jakościowym.

Przeprowadzone badania symulacyjne, dla trzech różniących się konstrukcyjnie przepustnic, przy założeniu warunków brzegowych i początkowych odwzorowujących badania stanowiskowe, uzupełniły analizę o takie cechy, jak zawirowanie strugi, które w badaniach eksperymentalnych [1–3] było bardzo trudno przeanalizować. Badania przepustnicy z profilowanym wlotem potwierdziły progresywną zmianę przepustowości w zależności od stopnia otwarcia. Prze-

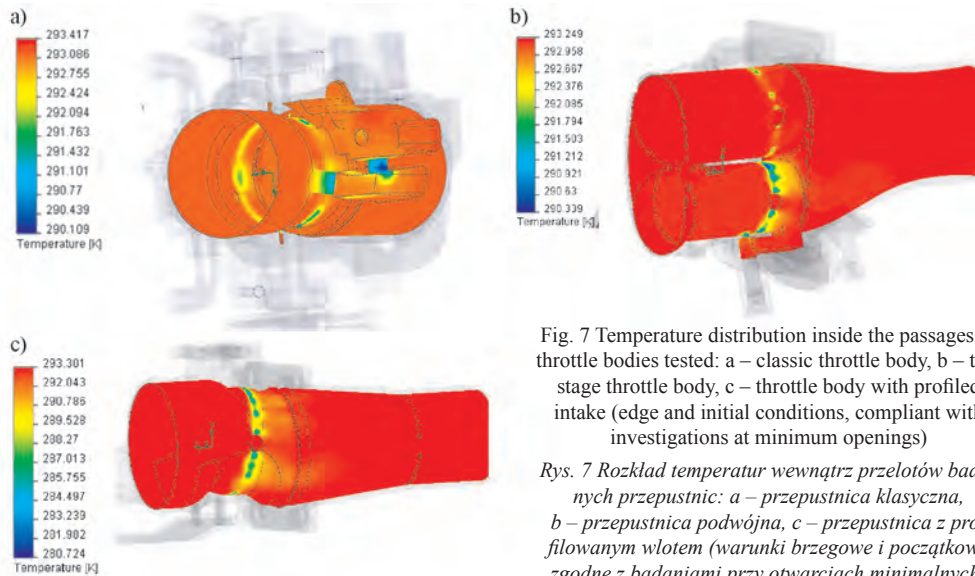


Fig. 7 Temperature distribution inside the passages of throttle bodies tested: a – classic throttle body, b – two stage throttle body, c – throttle body with profiled intake (edge and initial conditions, compliant with investigations at minimum openings)

Rys. 7 Rozkład temperatur wewnątrz przelotów badanych przepustnic: a – przepustnica klasyczna, b – przepustnica podwójna, c – przepustnica z profilowanym wlotem (warunki brzegowe i początkowe zgodne z badaniami przy otwarciach minimalnych)

tive nature of such flow, assuming its homogeneity, were insufficient. Simulation tests represent supplementation to the former, contributing qualitative information to them.

The simulation investigations made for three throttle bodies differing by structure, assuming the edge and initial conditions mapping the test stand investigations, complemented the analysis with such characteristics as: stream swirl that was very difficult to be analyzed in the experimental investigations [1–3]. The investigations on the throttle body with profiled intake confirmed the progressive change of throughput correlated with the opening grade. Unfortunately, the throttle body did not prove itself under operating conditions (the contaminants caused problems with opening) and was later replaced with classic intake, however, supplemented with lever flap control system.

The investigations enabled an analysis that is very difficult to be carried out in reality. This mainly concerns temperature measurement. Under certain conditions, with high air humidity and temperature oscillating around 0°C, the throttle flaps often were frozen to the channel. Under virtual conditions (Fig. 7) a successful simulation was carried out to prove significant temperature drop for small openings around the flow ports.

The simulation tests can also be carried out on a physically non-existing object. The simulation provides the repeatability of tests under identical initial and edge conditions and also in widely variable parameter range or under critical conditions. These characteristics decide on fast development of simulation analyses in all the industrial sectors. They impact the reduction of time interval from the design to its performance and also the cost reduction of the designing stage.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

pustnica ta, niestety, nie sprawdzała się eksploatacyjnie (zanieczyszczenia powodowały problemy z otwieraniem) i w późniejszym czasie została zastąpiona klasycznym wlotem, lecz uzupełnionym o układ dźwigniowy sterowania listkiem.

W badaniach możliwa jest analiza, którą bardzo trudno jest przeprowadzić w rzeczywistości. Chodzi tu głównie o pomiary temperatury. W pewnych warunkach, przy dużej wilgotności powietrza i temperaturze

oscylującej wokół 0°C często listki przepustnicy przymały do kanału. Udało się w warunkach wirtualnych (rys. 7) przeprowadzić taką symulację, wykazując dla małych otwarć znaczny spadek temperatury w okolicach szczelin przepływowych.

Badania symulacyjne można prowadzić także na obiekcie nieistniejącym fizycznie, a jedynie na stworzonym modelu opisującym cechy przyszłego rozwiązania. Symulacja zapewnia powtarzalność badań w tych samych warunkach początkowych i brzegowych, jak również w szeroko zmiennym zakresie parametrów, czy też w warunkach krytycznych. Są to cechy decydujące o szybkim rozwoju analiz symulacyjnych we wszystkich dziedzinach przemysłu. Mają wpływ na skrócenie czasu od chwili powstania projektu do jego wykonania, jak również na obniżenie kosztów związanych z etapem projektowania.

Bibliography/Literatura

- [1] Czaban J.: Dobór kanałów dolotowych i ich wpływ na parametry silnika 135 R6TC. Silniki Spalinowe nr 1-2/1992.
- [2] Hennig W., Staluszka T.: Studia nad doborem optymalnego kształtu kanału dolotowego silnika 359. Silniki Spalinowe nr 2/1973.
- [3] Koliński K., Szczeciński S.: Próba oceny zawirowania ładunku w silniku ZI. AUTO-Technika Motoryzacyjna nr 3/1985.
- [4] Rawski F., Szpica D.: Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych. Przegląd Mechaniczny nr 2/2005.
- [5] Szpica D.: Badanie przepustowości podzespołów przepustnic silników spalinowych o ZI. Silniki Spalinowe nr 2/2009.

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

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

e-mail: dszpica@pb.bialystok.pl



The history of the Scania engines

Scania is one of the leading manufacturers of heavy-duty trucks worldwide. The engines designed for these vehicles constitute an important sector of this company's product range. Scania treats the development of their engines with particular care. High expenditure on research and development as well as long established tradition make this product unique in many ways. These engines comprise experience, durability and novelty and that is why the Scania engines conform to the most stringent standards and market requirements. The paper presents a concise history of the development of the truck engines that are only a part of the company's production beside industrial and marine engines. The history of the Scania engines shows how a combustion engine developed throughout decades, particularly diesel engines. This paper also proves that such a development is not only still possible but also quick, bringing measurable results.

Key words: *combustion engines, engines development, heavy-duty trucks*

Rozwój silników pojazdów ciężarowych Scania

Scania jest jedną z wiodących firm na świecie produkujących pojazdy ciężarowe. Silniki przeznaczone dla tych pojazdów stanowią wyjątkowo ważną gałąź produkcji firmy. Scania w sposób szczególny traktuje rozwój silników, które dzięki bardzo dużym nakładom na badania oraz długiej tradycji są wyjątkowe pod wieloma względami. Łączą w sobie doświadczenie, solidność wykonania i nowoczesność. Dzięki temu silniki Scania spełniają najwyższe standardy i wymagania rynku. Artykuł przedstawia krótką historię rozwoju silników przeznaczonych do napędu pojazdów ciężarowych, które stanowią tylko część produkcji firmy obok silników przemysłowych oraz silników morskich. Historia silników Scania pokazuje jak rozwijał się silnik spalinowy, a w szczególności silnik z zapłonem samoczynnym, w ciągu wielu lat jej historii. Jednocześnie dowodzi, że rozwój ten nie tylko jest wciąż możliwy, ale przebiega w sposób bardzo szybki i przynosi wsłane efekty.

Słowa kluczowe: *silnik spalinowy, rozwój silników, pojazdy ciężarowe*

1. Introduction

A combustion engine is the most important subassembly of a heavy-duty truck. Its performance, durability, reliability and environmental impact are decisive of its success. A truck engine is a bit like a human's heart that has to be strong, reliable and clean. Many factors influence the design of such an engine. One of the most important are: expertise and knowledge of the design engineers, research and design potential of the manufacturer, type and quality of the applied building materials, technology of production, legal requirements or client expectations. It is the clients that give the final verdict on the engine based on their experiences and engine maintenance costs.

2. The beginnings

It was 1916 when the first V8 engine (spark ignition) was manufactured in Scania-Vabis still distinguishing Scania among other truck manufacturers. Since 1919 the company has been manufacturing heavy-duty trucks exclusively. At that time the first attempts to optimize the production process were made consisting in using the same subcomponents for 1.5-, 2.5- and 3-ton vehicles. Trucks built in a modular system were simple and affordable (production and operation). August Nilsson – head of the plant in Södertälje and one of the plant's engineers Tage Söderberg preached and practiced a principle that the simplest solution is an ingenious solution". In 1926 Scania launched a multi fuel

1. Wstęp

Silnik spalinowy jest najważniejszym zespołem pojazdu ciężarowego. Osiągi, trwałość, niezawodność oraz wpływ na środowisko naturalne decydują o jego ocenie. Z silnikiem ciężarówki jest trochę tak jak z sercem, które musi być mocne, niezawodne i czyste. Na jego konstrukcję ma wpływ bardzo wiele czynników. Do najważniejszych z nich należą: doświadczenie i wiedza konstruktorów, potencjał projektowy i badawczy firmy, rodzaj i jakość zastosowanych materiałów konstrukcyjnych, technologia produkcji, wymogi prawne, oczekiwania klientów. To oni w ostateczności wydają opinię o silniku na podstawie swoich doświadczeń i kosztów eksploatacji pojazdu.

2. Początki rozwoju

W roku 1916 w firmie Scania-Vabis powstał pierwszy silnik V8 (z zapłonem iskrowym), którego symbol aż do dzisiaj wyróżnia Scanię wśród producentów pojazdów ciężarowych. Od roku 1919 firma skoncentrowała się wyłącznie na produkcji pojazdów ciężarowych. Wtedy rozpoczęto pierwsze próby optymalizacji procesu produkcji polegające na stosowaniu tych samych elementów do pojazdów 1,5-, 2,5- oraz 3-tonowych. Modułowo budowane ciężarówki były proste i tanie zarówno w produkcji, jak również w eksploatacji. August Nilsson – dyrektor fabryki w Södertälje oraz jeden z jej inżynierów Tage Söderberg wprowadzili w czyn zasadę: „genialne rozwiązanie to rozwiązanie naj-

ready engine (including ethanol) built according to the Jonas Hasselman's concept. In 1939 „Royal” was shown – the first unified diesel engine that paved the way to the modular engine manufacturing. These engines were called “unified”. In 4-, 6- and 8-cylinder variants the same cylinder heads, pistons, piston rods, bearings and exhaust manifolds were used (Fig. 1).

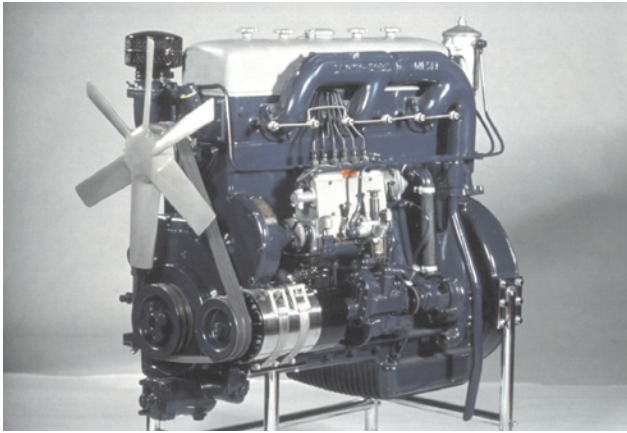


Fig. 1. The first diesel engine by Scania-Vabis 88 kW (120 BHP), year 1936

Rys. 1. Pierwszy silnik z zapłonem samoczynnym firmy Scania-Vabis o mocy 88 kW (120 KM), rok 1936

3. Durability, reliability and high power

After the war Scania reinforced their position in the market by offering engines that at that time were very durable and reliable. In 1949 a production began of 85 kW (115 BHP) and 99 kW (135 BHP) six cylinder direct injected diesel engines D610/620. Vehicles fitted with these engines reached a rebuild mileage of approximately 400,000 km. The drivers that reached such a mileage were awarded with wrist watches and special placards to put on their vehicles. Yet, at the end of the 1950s of the 20th century this awarding stopped, as the mileage for which the drivers were awarded became a common thing (Fig. 2).

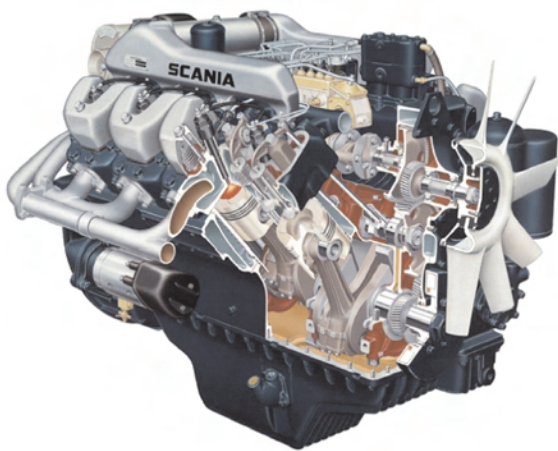


Fig. 3. Scania engine DS14, V8 257 kW (350 BHP), year 1969

Rys. 3. Silnik Scania DS14, V8 257 kW (350 KM), rok 1969

prostsze”. W roku 1926 Scania wprowadziła na rynek silnik wykonany według koncepcji Jonasa Hasselmana, przystosowany do zasilania różnymi paliwami, w tym etanolem. W roku 1939 zaprezentowany został „Royal” – pierwszy zunifikowany silnik z zapłonem samoczynnym, który dał początek systemowi modułowej produkcji silników. Silniki te nazywane były „silnikami zunifikowanymi”. W 4-, 6- i 8-cylindrowych wariantach występowały te same głowice, tłoki, korbowody, łożyska i kolektory wylotowe (rys. 1).

3. Trwałość, niezawodność i duża moc

Po wojnie Scania umocniła swoją pozycję na rynku, oferując, w odniesieniu do tamtych czasów, bardzo trwałe i niezawodne silniki. W roku 1949 rozpoczęto produkcję sześciocylindrowych silników D610/620 z zapłonem samoczynnym, z wtryskiem bezpośrednim o mocy 85 kW (115 KM) i 99 kW (135 KM). Pojazdy wyposażone w te silniki osiągały przebieg ok. 400 000 km bez remontu głównego. Kierowcy, którzy osiągnęli taki przebieg otrzymywali od firmy zegarki i specjalne plakietki na pojazdy. Jednak pod koniec lat pięćdziesiątych XX w. zaprzestano ich rozdawania, ponieważ przebiegi, za które nagradzano kierowców dla pojazdów z silnikami Scania przestały być wyjątkowe (rys. 2).

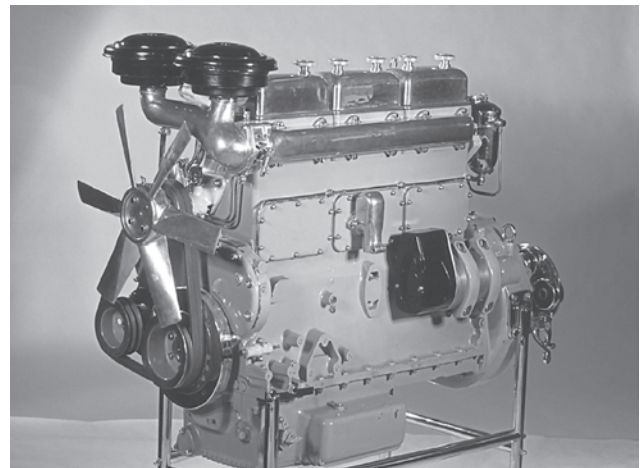


Fig. 2. Engine D620, year 1949

Rys. 2. Silnik D620, rok 1949

Do zbudowania legendy silnika V8 bardzo znacząco przyczynił się turbodoładowany silnik DS14 z 1969 r. W tym czasie był to najmocniejszy silnik stosowany w pojazdach ciężarowych. W latach 1969-1976 sprzedano 12 160 pojazdów wyposażonych w tę jednostkę napędową. Silnik rozwijał moc 257 kW przy prędkości obrotowej 2300 1/min oraz osiągał moment obrotowy 1250 N·m przy prędkości obrotowej 1000–1400 1/min. Stopień sprężania wynosił 15, średnica tłoka 140 mm, a średnica cylindra 127 mm. Paliwo podawane przez rzędową pompę wtryskową Boscha z regulatorem odśrodkowym wtryskiwane było pięciootworowymi wtryskiwaczami, których ciśnienie otwarcia wynosiło 203 bar. Silnik ten przyczynił się do nadania samochodom Scania popularnego określenia: „królowa szos” (rys. 3).

To the design of the legendary V8 engine largely contributed the turbocharged DS14 from 1969. At that time this was the most powerful engine used in trucks. In the years 1969-1976 12 160 vehicles fitted with this engine were sold. The engine had a power output of 257 kW at 2300 rpm and a torque of 1250 N·m at 1000–1400 rpm. The compression ratio was 15, piston bore 140 mm, and cylinder bore 127 mm. The fuel was fed through a Bosch in-line injection pump with a centrifugal regulator and injected through five hole injectors whose opening pressure was 203 bar. This engine contributed to the Scania's nickname "King of the Roads" (Fig. 3).

4. A tailor-made engine

In the 1980s of the 20th century the company introduced a notion: "a tailor-made truck". Tailored made trucks were all engines whose size and performance were adapted to the applications of a given vehicle and the expectations of the client for whom a selection of vehicles from 18 to 36 tons (second generation Scania) was prepared in the years 1980-81. In these vehicles 8 and 11 dm³ engines were fitted of power outputs of 235 kW (320 BHP) and 265 kW (360 BHP) as well as a 14-liter engine. 1982 saw a new intercooled version of this engine of power outputs of 309 kW (420 BHP) (at that time this was the most powerful engine used in heavy duty vehicles). Five years later this engine was the first to have EDC (*electronic diesel control- fuel injection control*), which increased its power to 346 kW (470 BHP). At the end of the 1980s together with the launch of the third generation Scania vehicles the company began production of 9 dm³ engines of power outputs of 184 kW (250 BHP) and 206 kW (280 BHP).

5. Scania turbocompound

With a view to boost the engine efficiency in 1991 a solution was implemented going by the name of "turbocompound" aiming at recuperating as much energy contained in the exhaust as possible and converting it into work. To this end in a 11 liter DTC11 01 engine, a system with an additional turbine was fitted, the power from which was directly transferred to the engine crankshaft. An additional drive of the crankshaft was realized through a gearset reducing the turbine speed from 50 000 rpm to the speed of the crankshaft as well as the hydraulic clutch fitted between these two. The DTC11 01 engine had a power output of 294 kW (400 BHP) at 1900 rpm and the torque of 1750 N·m at 1200–1500 rpm (Fig. 4).

6. Technological advancement with respect to the environment protection and client expectations

In the fourth generation of their vehicles in 1996 Scania launched engines complying with the Euro 2 emission standard. The fuel injection was done through an in-line injection pump. In the popular 12-liter model DSC12 01 of the power output of 294 kW (400 BHP) an EDC engine control unit was used. The engines had divided cylinder heads that facilitated the engine maintenance, and four valves per cylinder responsible for the charge exchange. A closed

4. Silnik dla pojazdów „na miarę”

W latach osiemdziesiątych XX w. w firmie wprowadzono określenie: „samochód ciężarowy na miarę”. „Na miarę” musiały być również silniki, których wielkości i osiągi dostosowano do potrzeb wynikających z zastosowania pojazdu i wymagań użytkownika, dla którego w latach 1980-81 przygotowano gamę pojazdów o masie całkowitej od 18 do 36 ton (Scania drugiej serii). W samochodach tych zastosowanie znalazły silniki o pojemności 8 dm³, popularne silniki 11-litrowe o mocach 235 kW (320 KM) i 265 kW (360 KM) oraz silnik czternastolitrowy. W roku 1982 na rynku pojawiła się nowa jego odmiana o mocy 309 kW (420 KM) z intercoolerelem (w tym czasie najmocniejszy silnik stosowany w pojazdach ciężarowych), który pięć lat później jako pierwszy otrzymał układ EDC (*electronic diesel control*) do sterowania wtryskiem paliwa, co pozwoliło na podniesienie jego mocy do 346 kW (470 KM). Pod koniec lat osiemdziesiątych minionego wieku wraz z wprowadzeniem na rynek trzeciej serii pojazdów Scania zaczęła produkować silniki dziewięciolitrowe o mocach 184 kW (250 KM) i 206 kW (280 KM).

5. Scania turbocompound

Z myślą o podniesieniu sprawności ogólnej silnika w 1991 r. wprowadzono rozwiązanie o nazwie „turbocompound”, które miało na celu odzyskanie jak największej energii zawartej w spalinach i zamianę jej na pracę użyteczną. W tym celu w jedenastolitrowym silniku DTC11 01 zastosowano układ z dodatkową drugą turbiną, z której moc przekazywana była na wał korbowy silnika. Dodatkowy napęd wału korbowego silnika umożliwiał zespół kół zębatych, powodujący redukcję prędkości wałka turbiny z 50 000 obr/min do prędkości obrotowej wału korbowego, i sprzęgło hydrauliczne zamontowane pomiędzy dodatkową turbiną i wałem korbowym silnika. Silnik DTC11 01 osiągał moc 294 kW (400 KM) przy prędkości obrotowej 1900 1/min oraz moment obrotowy 1750 N·m przy prędkości obrotowej silnika 1200–1500 1/min (rys. 4).

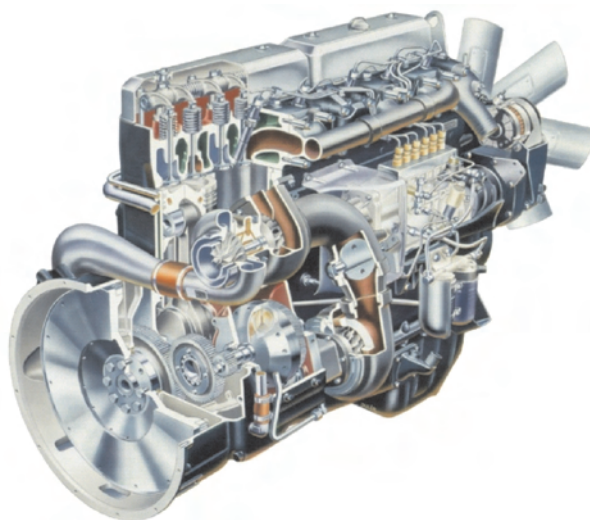


Fig. 4. DTC11 01 with the turbocompound system, year 1991
Rys. 4. Silnik DTC11 01z układem turbocompound, rok 1991

crankcase blow-by system was used in this engine as well. In the engines complying with the Euro 3 emission standard fuel supply systems using pump nozzles (PDE) by Bosch were used (Fig. 5 and 6).

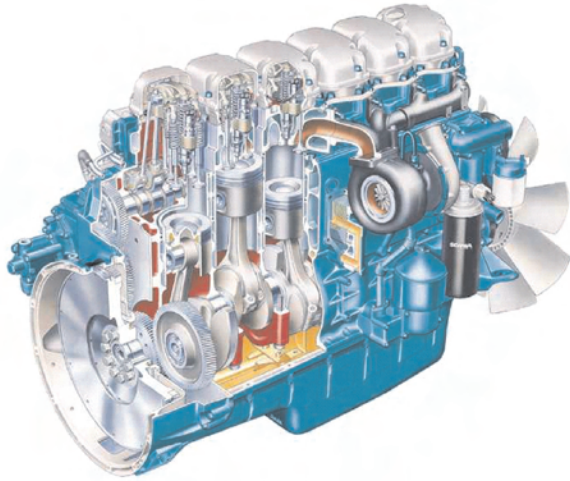


Fig. 5. Scania DSC11 Euro 3 of power output of 279 kW (380 BHP), year 1999

Rys. 5. Silnik Scania DSC11 Euro3 o mocy 279 kW (380 KM), rok 1999

The “turbocompound” system introduced in the beginning of the 1990s of the 20th century was also applied in the family of the 12-liter engines (DT12) fitted with a high pressure fuel injection (HPI) complying with the Euro 3 emission standard (DT12 06 of power output of 346 kW (470 BHP) and Euro 4 (DT12 17 of power output of 353 kW (480 BHP)). The history of the high-pressure fuel injection in the Scania engines began in 1992 with a joint project with Cummins. The systems that came to life as a result of this collaboration was ready in 1999 and was first used in the Cummins engines and after two years in the Scania HPI engines. The most critical element of the HPI system is the pump nozzle with a divided piston allowing such high pressures (Fig. 7).

The pump nozzle can change the parameters of the injection through an adjustment of the distance between two elements of the divided piston. This distance is changed through the amount of fuel between the divided elements. Additionally, using the temperature increase of the compressed fuel the system design enables a fuel preheat in the fuel tank (Fig. 8).

The HPI system has been fitted in the Euro 3, Euro 4 and Euro 5 engines since 2001. An example of a typical engine using HPI and complying with the Euro 4 emission standard is DT12 12 with the turbocompound and EGR systems while the DT12 15 HPI of power output of 309 kW (420 BHP) is additionally fitted with SCR (selective catalytic reduction) and complies with the Euro 5 emission standard (Fig. 9).

7. New Scania engine family

In 2007, two years before the Euro 5 emission standard became applicable, Scania presented a new engine family,

6. Rozwój z myślą o ochronie środowiska i oczekiwaniach klienta

Wraz z czwartą serią pojazdów w 1996 r. Scania wprowadziła silniki spełniające normy Euro 2. Wtrysk paliwa realizowano na pomocą rzędowej pompy wtryskowej. W popularnym dwunastolitrowym modelu DSC12 01 o mocy 294 kW (400 KM) zastosowano układ sterowania silnikiem EDC. Silniki miały dzielone głowice, ułatwiające obsługę, oraz cztery zawory sterujące wymianą ładunku w każdym z cylindrów. Pojawił się także zamknięty układ odpowietrzania skrzyni korbowej. W silnikach spełniających normy Euro 3 zastosowano układy zasilania z pompowtryskiwaczami typu PDE firmy Bosch (rys. 5 i 6).

Układ „turbocompound”, wprowadzony na początku lat dziewięćdziesiątych XX w., znalazł zastosowanie również w rodzinie dwunastolitrowych silników DT12 z wysokociśnieniowym wtryskiem paliwa HPI (*high pressure injection*), spełniających standardy Euro 3 (silnik DT12 06 o mocy 346 kW (470 KM)) i Euro 4 (silnik DT12 17 o mocy 353 kW (480 KM)). Historia wysokociśnieniowego wtrysku paliwa w silnikach Scania rozpoczyna się w 1992 r. wspólnym projektem z firmą Cummins. Powstały w wyniku tej współpracy układ był gotowy w 1999 r. i zastosowano go najpierw w silnikach Cummins, a po dwóch latach w silnikach Scania HPI. Najważniejszym elementem układu HPI jest pompowtryskiwacz z dzielonym tłokiem umożliwiającym uzyskanie wysokiego ciśnienia wtrysku (rys. 7).

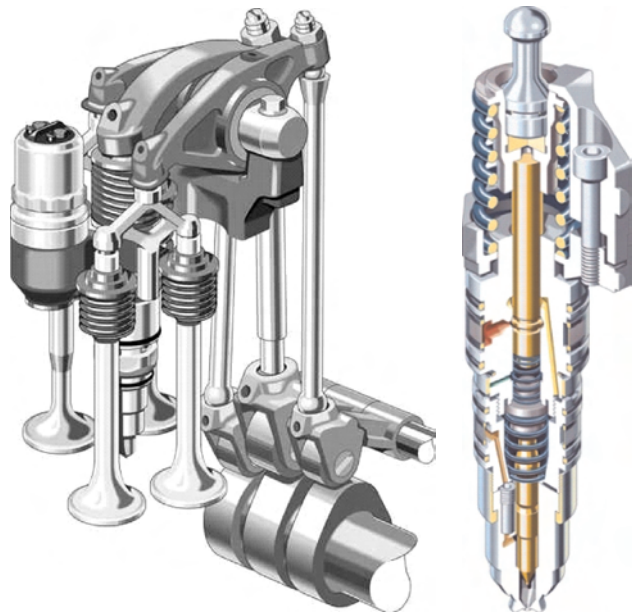


Fig. 6. Valve and pump nozzle drive in DSC16 V8

Rys. 6. Napęd zaworów i pompowtryskiwacza silnika DSC16 V8

Fig. 7. HPI pump nozzle

Rys. 7. Pompowtryskiwacz HPI

Pompowtryskiwacz daje możliwość zmiany parametrów wtrysku paliwa przez regulację odległości pomiędzy dwoma elementami podzielonego tłoka. Odległość ta zmienia się przez zmianę ilości paliwa doprowadzanego pomiędzy elementami podzielonego tłoka. Dodatkowo, wykorzystując

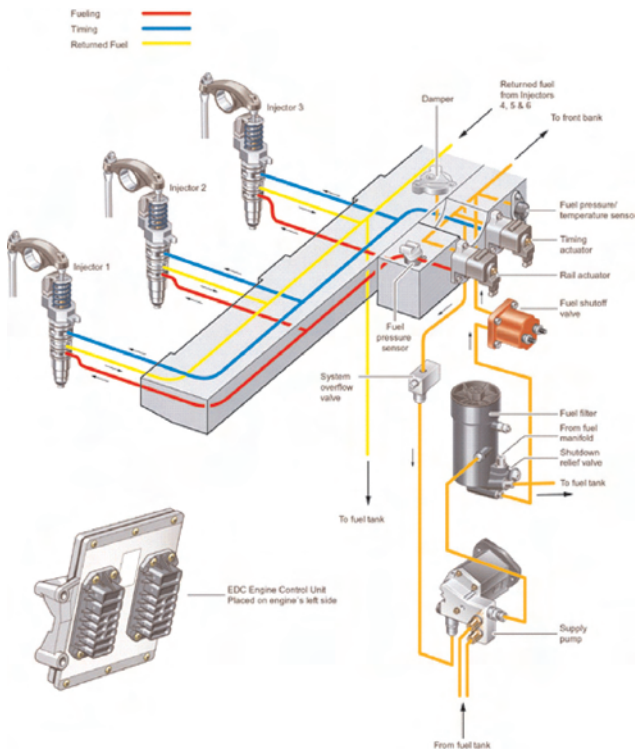


Fig. 8. HPI fuel injection system

Rys. 8. Układ wtrysku paliwa HPI

whose design allowed meeting the said standard without aftertreatment with a potential for further Euro standard compliance. These are DC9 engines of the capacity of 9.3 dm³ (increased in comparison to the previous engine version by 0.4 dm³) and DC13 of the capacity of 12.7 dm³, commonly referred to as the 9 and 13-liter engines. The new engines were fitted with exhaust gas recirculation, variable geometry turbochargers and common rail fuel injection. The engines are manufactured in several power output variants: the 9-liter engine comes with 169 kW (230 BHP), 206 kW (280 BHP) and 235 kW (320 BHP). The 13-liter engine has the power ranging from 265 kW (360 BHP), 294 kW (400 BHP), 324 kW (440 BHP) to 353 kW (480 BHP). In practice, this gives the clients a very flexible and convenient choice of the engine power output depending on the vehicle application. The new engines are distinguished by their traditional modular design (Fig. 10 and 11).

The 5-cylinder 9-liter engine has two balance shafts located in a modified oil sump and a maintenance free DPF filter in order to meet the EEV requirements for engines of power output of 169 kW (230 BHP) and 206 kW (280 BHP). In the 13-liter engine, in order to boost the block rigidity and reduce the noise level an additional ribbed element has been fitted in the block. For the production of the engine blocks Scania did not use the compacted graphite iron technology even though these blocks operate under heavy loads caused by extremely high combustion pressure reaching 200 bar (Fig. 12 and 13).

wzrost temperatury sprężanego paliwa, konstrukcja układu zapewnia podgrzewanie paliwa w zbiornikach (rys. 8).

Układ HPI stosowany jest od 2001 r. do dzisiaj w silnikach spełniających standardy Euro 3, Euro 4 i Euro 5. Przykładem popularnego silnika wyposażonego w ten układ jest spełniający normy Euro 4 silnik DT12 12 z układem turbocompound oraz recyrkulacją spalin, natomiast silnik DT12 15 HPI o mocy 309 kW (420 KM) wyposażony w układ SCR (*selective catalytic reduction*) spełnia standardy Euro 5 (rys. 9).

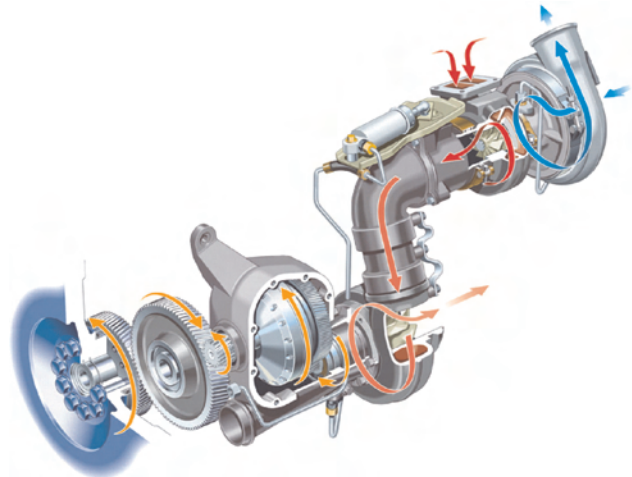


Fig. 9. The schematics of turbocompound by Scania DT12 346 kW (470 BHP)

Rys. 9. Układ turbocompound silnika Scania DT12 346 kW (470 KM)

7. Nowa rodzina silników Scania

W roku 2007, dwa lata przed wprowadzeniem standardów Euro 5, Scania zaprezentowała nową rodzinę silników, których konstrukcja pozwala na spełnienie ich wymagań bez oczyszczania spalin oraz umożliwia ich dalszy rozwój odnośnie do spełnienia wyższych standardów. Są to silniki DC9 o pojemności skokowej 9,3 dm³ (zwiększonej w stosunku do poprzedniej wersji silnika o 0,4 dm³) i DC13 o pojemności skokowej 12,7 dm³, potocznie nazwane silnikami dziewięcio- i trzynastolitrowymi. Nowe silniki wyposażone zostały w układy recyrkulacji spalin, turbosprężarki o zmiennym położeniu kierownic oraz układy wtrysku paliwa *common rail*. Silniki produkowane są w kilku wariantach mocy: silnik 9-litrowy dostępny jest w wersji 169 kW (230 KM), 206 kW (280 KM) i 235 kW (320 KM). Silnik 13-litrowy może osiągać moc 265 kW (360 KM), 294 kW (400 KM), 324 kW (440 KM) lub 353 kW (480 KM). Daje to w praktyce bardzo elastyczną możliwość doboru mocy silnika do zapotrzebowania związanego z przeznaczeniem i charakterem pracy pojazdu ciężarowego. Nowe silniki wyróżnia tradycyjna dla firmy Scania konstrukcja modułowa (rys. 10 i 11).

Pięciocylindrowy silnik dziewięciolitrowy został wyposażony w dwa wałki wyrównowazające w zmodyfikowanej misce olejowej oraz, w celu spełnienia wymagań EEV, bezobsługowy filtr cząstek stałych dla silników o mocy 169 kW (230 KM) i 206 kW (280 KM). W silniku trzynastolitrowym



Fig. 10. DC9 XPI 169/206/235 kW (230/280/320 BHP) (cylinder bore 130 mm, piston stroke 140 mm, compression ratio 17)

Rys. 10. Silnik DC9 XPI 169/206/235 kW (230/280/320 KM) (średnica cylindra 130 mm, skok tłoka 140 mm, stopień sprężania 17)

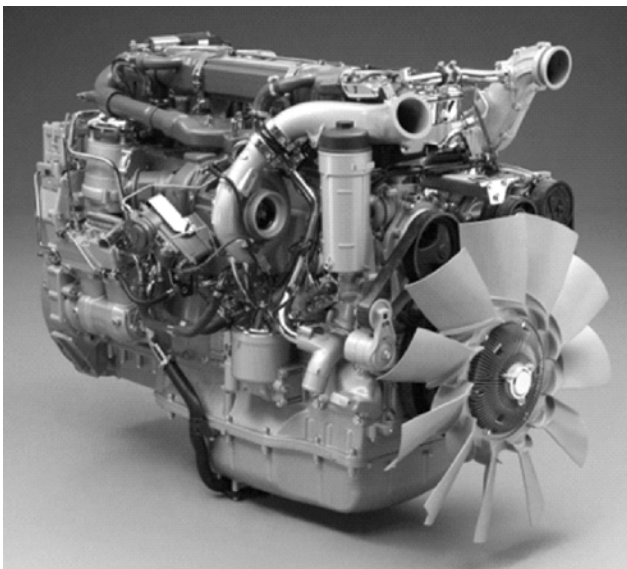


Fig. 12. DC13 XPI 265/294/324/353 kW (360/400/440/480 BHP) (cylinder bore 130 mm, piston stroke 160 mm, compression ratio 17.3)

Rys. 12. Silnik DC13 XPI 265/294/324/353 kW (360/400/440/480 KM) (średnica cylindra 130 mm, skok tłoka 160 mm, stopień sprężania 17,3)

7.1. Reducing the exhaust emissions

A reduction in the NO_x emission in modern engines is ensured by the exhaust recirculation fitted with a two stage cooling system. EGR has been applied in Euro 4 compliant engines, but the amount of the recirculated exhaust gases in new engines is much higher (Fig. 14, tab. 1).

In order to reduce the emission of PM in their new engines Scania uses:

- high air excess coefficient,
- high supercharge pressure,
- high fuel injection pressure (maximum operating pressure 2400 bar),
- multiphase fuel injection (post injection in particular).

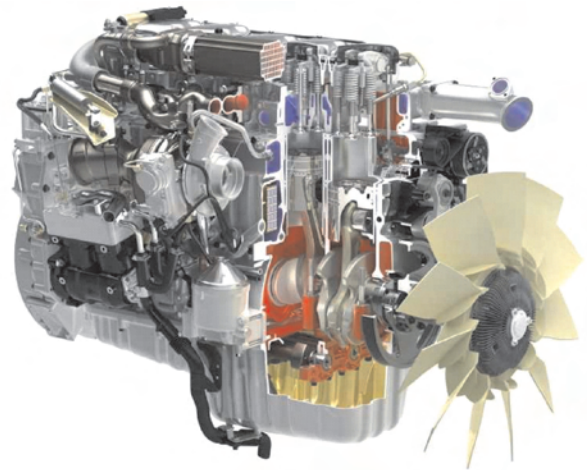


Fig. 11. DC9 XPI cross section

Rys. 11. Przekrój silnika DC9 XPI

w celu zwiększenia sztywności bloku i ograniczenia hałasu zastosowano dodatkowy, uzębiony element kadłuba silnika. Scania do produkcji kadłubów nie zastosowała technologii „compacted graphite iron”, pomimo że są one mocno obciążone m.in. bardzo wysokim ciśnieniem w komorze spalania dochodzącym do 200 bar (rys. 12 i rys. 13).

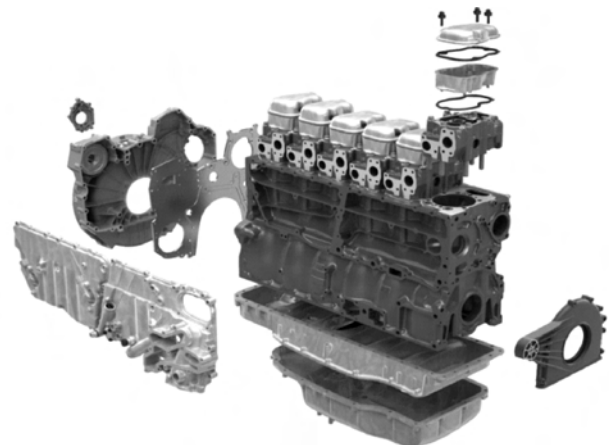


Fig. 13. DC13 XPI engine block

Rys. 13. Kadłub silnika DC13 XPI

7.1. Zmniejszenie emisji składników toksycznych spalin

Zmniejszenie emisji tlenków azotu w nowych silnikach zapewniają układy recyrkulacji spalin z dwustopniowym układem chłodzenia. Układ EGR zastosowano już w silnikach spełniających normy Euro 4, ale ilość spalin zawracana do cylindra w nowych silnikach jest znacznie większa (rys. 14, tab. 1). Aby zmniejszyć emisję cząstek stałych w nowych silnikach Scania stosuje:

- duży współczynnik nadmiaru powietrza,
- duże ciśnienie doładowania,
- duże ciśnienie wtrysku paliwa (maksymalne ciśnienie robocze 2400 bar),
- wielofazowy wtrysk paliwa (w szczególności „po-wtrysk”).

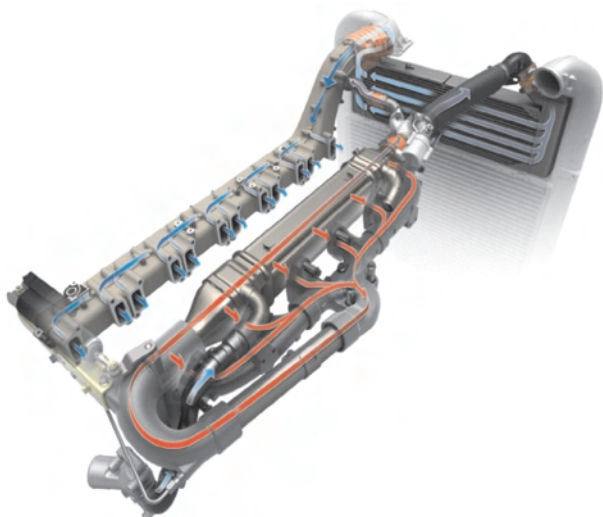


Fig. 14. Exhaust gas recirculation system in DC13 XPI
Rys. 14. Układ recyrkulacji spalin silnika DC13 XPI

7.2. Engine turbocharging

The engines are fitted with turbochargers by Cummins Turbo Technologies (former Holset). They have an adjustable exhaust gas flow through the turbine, thus a variable amount and pressure of the charging air. The adjustment is made through a sliding ring that controls the gas flow. The ring is adjusted by electric actuators that are much faster than the pneumatic ones. The operation of the system is particularly important in the range of low engine speeds in order to obtain a high torque. The compressed air is also used to an early gearshift in the automatic gearshift system Opticruise (Fig. 15).

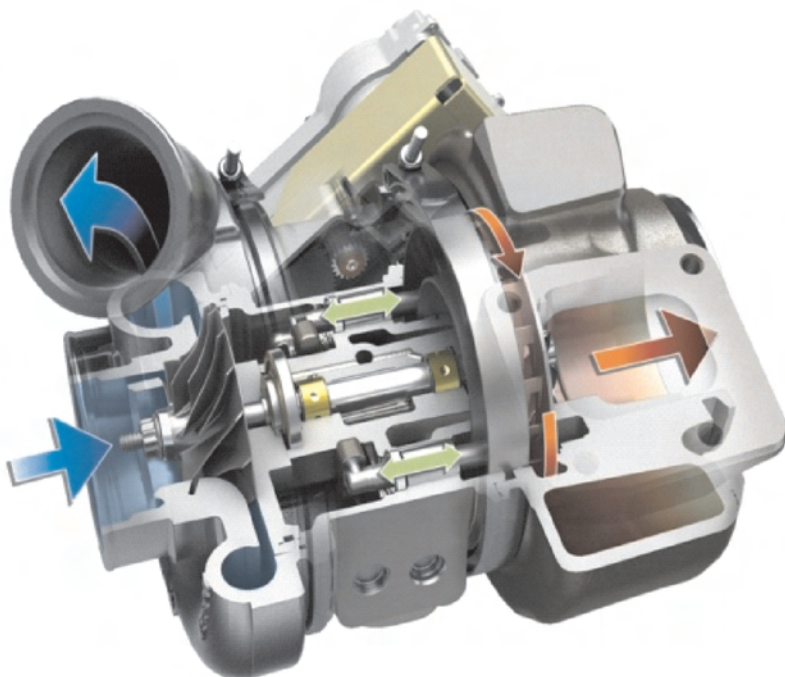


Fig. 15. Turbocharger VGT
Rys. 15. Turbosprężarka VGT

Table 1. The comparison of the parameters of the EGR systems used in 12-liter Euro 4 engines and 13-liter Euro 5 engines

Tabela 1. Porównanie parametrów układów EGR stosowanych w 12-litrowych silnikach spełniających normy Euro 4 i 13-litrowych silnikach Euro 5

Emission standard/normy emisji	Euro 4	Euro 5
EGR burden/udział EGR	15–20%	25–30%
Amount of heat transferred in the exhaust cooling system/ilość odprowadzanego ciepła w układzie chłodzenia spalin	35 kW	70 kW
Exhaust temperature after cooling/temperatura spalin po schłodzeniu	150°C	50°C

7.2. Turbodoładowanie silników

Silniki doładowane są turbosprężarkami firmy Cummins Turbo Technologies (dawniej Holset). Zapewniają one regulację przepływu spalin przez turbinę, a tym samym zmienny wydatek i zmienne ciśnienie powietrza doładowującego silnik. Regulację umożliwia przesuwany pierścień regulujący przepływ spalin. Do ustawienia położenia pierścienia wykorzystany jest układ elektryczny, znacznie szybszy i bardziej precyzyjny od stosowanych układów pneumatycznych. Bardzo ważna jest praca układu w zakresie małej prędkości obrotowej silnika umożliwiająca uzyskanie dużego momentu obrotowego silnika. Sprężone w układzie powietrze wykorzystywane jest również do wcześniejszej zmiany biegów w układzie automatycznej zmiany biegów Opticruise (rys. 15).

7.3. Układ zasilania silników

Podobnie jak układ wysokociśnieniowego wtrysku paliwa HPI, również układ XPI (*extra-high pressure injection*) jest wynikiem współpracy firm Scania i Cummins. To bardzo elastyczny i precyzyjny układ dający ogromne możliwości regulacji dawki paliwa, które może być wtryskiwane wielokrotnie na jeden cykl pracy. Maksymalne ciśnienie wtrysku osiąga wartość 2400 bar, ale zależy ono od warunków pracy silnika i nie jest utrzymywane stale na tak wysokim poziomie, gdyż wymaga to dostarczenia do układu wtryskowego dużej energii. Średnia wartość ciśnienia wtrysku wynosi 1800 bar, a wartość minimalna 850 bar. Układ ma bardzo krótki czas reakcji. Zmiana prędkości obrotowej silnika od 1200 1/min do 1900 1/min i osiągnięcie mocy maksymalnej zajmuje ok. 250 milisekund (5 obrotów silnika) – rys. 16.

7.4. Elektroniczny układ sterujący

Elektroniczny układ sterujący silnikiem może współpracować z 20 jednostkami sterującymi w pojeździe oraz wysyłać i odbierać 140 sygnałów.

7.3. Fuel feed system

Similarly to the high-pressure fuel injection (HPI), the XPI (*extra-high pressure injection*) system is a result of a collaboration of Scania and Cummins. It is a very flexible and accurate system having a great potential in fuel dose adjustment, allowing multiple injections in a single engine cycle. The maximum injection pressure reaches 2400 bar but it depends on the engine operating conditions and is not continuously maintained on the same level as it requires a lot of energy to ensure such a pressure. An average value of the fuel injection amounts to 1800 bar, and the minimum value reaches 850 bar. The system has a very short reaction time. A change in the engine speed from 1200 rpm to 1900 rpm and reaching the maximum power takes approximately 250 milliseconds (5 engine revolutions) – Fig. 16.

7.4. Electronic control system

The electronic engine control system can work with 20 control units in the vehicle and send and receive 140 signals.

Some functions of the ECU that control:

- fuel injection parameters (XPI),
- charging pressure and mixture composition (VGT),
- exhaust gas recirculation parameters (EGR),
- engine temperature (fan control),
- engine brake,
- on-board diagnostics (OBD).

With the new diagnostic tool – Scania Communicator – a remote diagnostics from the ECD is possible through a fleet management system (Scania Fleet Management).

7.5. The Euro 5 engine performance

Owing to the modern technology applied in the Scania engines they obtain a high torque values and a high overall

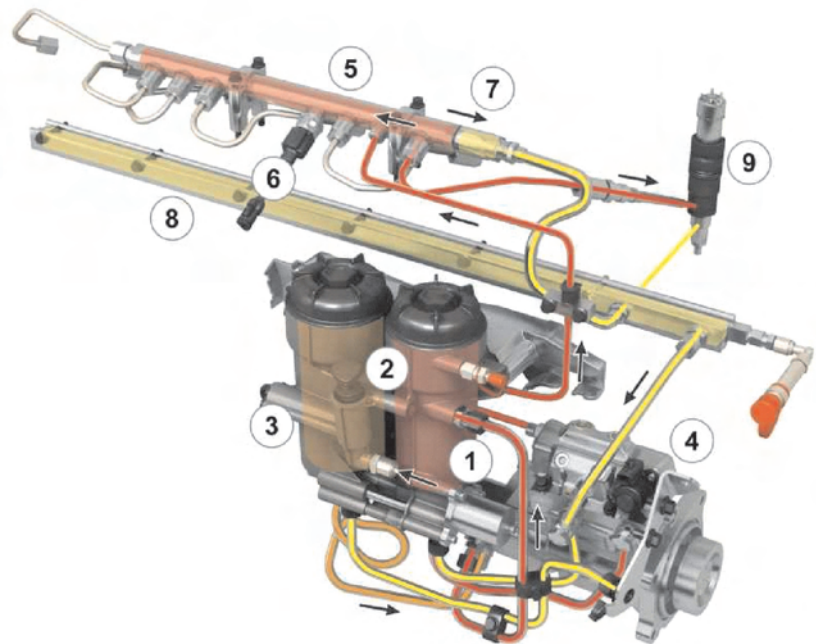


Fig. 16. Scania fuel injection system XPI: 1 – feeding pump, 2 – fuel filters with water separators, 3 – dosage valve, 4 – high pressure pump, 5 – fuel rail, 6 – fuel pressure, 7 – mechanical overflow valve, 8 – return fuel rail, 9 – electronically controlled injector

Rys. 16. Układ wtryskowy Scania XPI: 1 – pompa zasilająca, 2 – filtry paliwa z separatorem wody, 3 – zawór dozujący, 4 – pompa wysokiego ciśnienia, 5 – magistrala paliwowa, 6 – czujnik ciśnienia, 7 – mechaniczny zawór przelewowy, 8 – magistrala powrotna, 9 – elektronicznie sterowany wtryskiwacz

Ważniejsze funkcje układu ECU to kontrola i sterowanie:

- parametrami wtrysku paliwa (XPI),
- ciśnienia doładowania i składu mieszanki (VGT),
- parametrami recykulowanych spalin (EGR),
- temperatury silnika (sterowanie pracą wentylatora),
- hamulcem silnikowym.

oraz diagnostyka pokładowa (OBD). Za pomocą nowego przyrządu diagnostycznego Scania Communicator możliwy jest zdalny odczyt danych z ECD za pośrednictwem systemu zarządzania flotą Scania Fleet Management.

7.5. Osiągi silników Euro 5

Dzięki zastosowaniu zaawansowanych technologii silniki Scania osiągają dużą wartość momentu obrotowego oraz cechuje je bardzo duża sprawność ogólna dochodząca do 44%. Do oceny ich właściwości użytkowych służy m.in. prosty parametr, tj. stosunek maksymalnego momentu obrotowego do mocy maksymalnej. Inżynierowie firmy Scania starają się utrzymać ten stosunek na poziomie nieco wyższym niż 5, czasem żartując, że firma, sprzedając pojazd wyposażony w odpowiedni silnik, sprzedaje jego moc, ale oceniana jest według tego, jaki moment obrotowy rozwija silnik (rys. 17 i 18).

Oprócz silników rzędowych Scania oferuje również silniki V8. W wersji spełniającej normy Euro 5 są one wyposażone w układ SCR (*selective catalytic reduction*) i osiągają moc 368 kW (500 KM), 412 kW (560 KM) lub 456 kW (620 KM) (rys. 19).

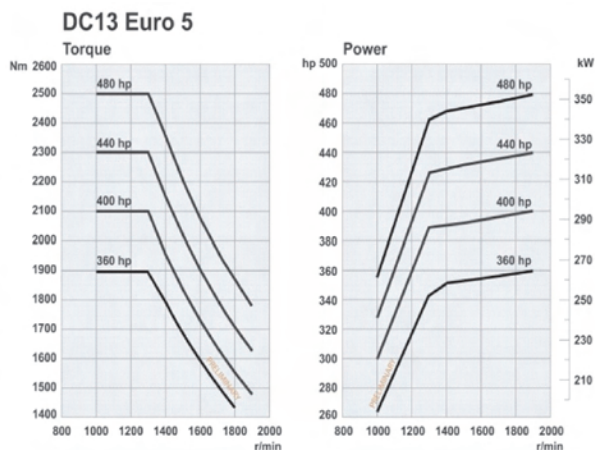


Fig. 17. External speed characteristics of the DC13 Euro 5 engines

Rys. 17. Charakterystyki prędkościowe zewnętrzne silników DC13 Euro 5

efficiency reaching 44%. To evaluate their usable properties we can use one simple parameter i.e. the ratio of the maximum torque to the maximum power. The Scania engineers try to keep that ratio at the level just above 5 sometimes joking that the company, by selling a vehicle fitted with an appropriate engine, actually sells its power output, but is evaluated by its torque (Fig. 17 and 18).

Beside in-line engines Scania manufactures V8 engines. In the version complying with the Euro 5 emission standard they are fitted with the SCR system (selective catalytic reduction) and have the power output of 368 kW (500 BHP), 412 kW (560 BHP) or 456 kW (620 BHP) (Fig. 19).

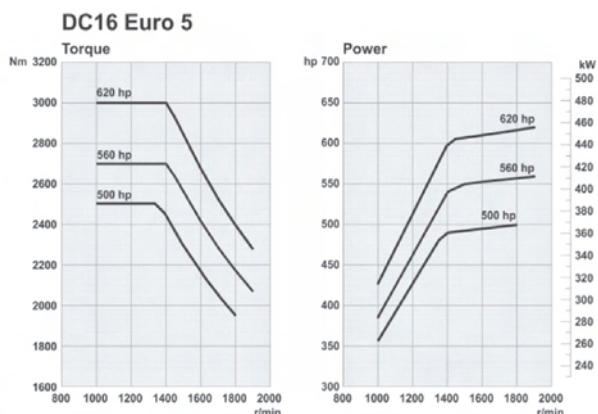


Fig. 19. External speed characteristics of the DC16 Euro 5 engines
Rys. 19. Charakterystyki prędkościowe zewnętrzne silników DC16 Euro 5

8. An ethanol engine

Since 1989 Scania has been developing ethanol technology (using ethanol as the primary fuel for their diesel engines). Currently, they boast an engine whose maximum overall efficiency that amounts to approximately 43%, is comparable to the efficiency of a traditional diesel-fueled engine and much higher than spark ignition engines. For the ethanol engine whose compression ratio was increased to 28, ethanol is used with a 5% additive that facilitates ethanol self-ignition and protects the engine against corrosion. The ethanol-fueled engine is fitted with EGR. The displacement of this engine is 8.9 dm³, power output 199 kW (270 BHP) at 1900 rpm; the engine has a torque of 1200 N·m at 1100–1400 rpm.

The engine is used in buses and the demand for this engine type is constantly growing due to very low exhaust emissions falling into the category of Euro 5 as well as EEV (Fig. 20).

9. Trends in the further development

At the end of 2008 the European Parliament adopted a Euro 6 draft rule that provides for harmonized technical regulations for heavy-duty vehicles of payload exceeding 2610 kg. More stringent CO, NO_x, HC and PM limits are to become binding from 31 December 2013. The admissible NO_x emission limit was set at the level of 400 mg/kW·h, hence 80% lower than the Euro 5 emission stand-

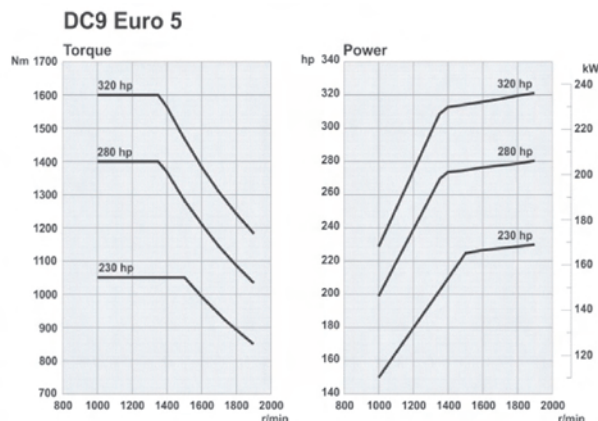


Fig. 18. External speed characteristics of the DC9 Euro 5 engines
Rys. 18. Charakterystyki prędkościowe zewnętrzne silników DC9 Euro 5

8. Silnik zasilany etanolem

Od roku 1989 Scania intensywnie rozwija technologię wykorzystującą etanol jako paliwo do silników z zapłonem samoczynnym. Obecnie może pochwalić się silnikiem, którego maksymalna sprawność ogólna, wynosząca ok. 43%, jest porównywalna do sprawności silnika z zapłonem samoczynnym zasilanego konwencjonalnie olejem napędowym i dużo większa niż osiągnięta przez silniki z zapłonem iskrowym. Do zasilania silnika, którego stopień sprężania zwiększono do 28 używany jest etanol z 5-procentowym dodatkiem ułatwiającym jego samozapłon i zabezpieczającym silnik przed korozją. Silnik zasilany etanolem wyposażony jest w układ EGR. Pojemność skokowa to 8,9 dm³, moc 199 kW (270 KM) przy prędkości obrotowej 1900 1/min; silnik rozwija moment obrotowy 1200 N·m przy prędkości obrotowej 1100–1400 1/min.

Silnik stosowany jest w autobusach, a zapotrzebowanie na niego wzrasta ze względu na bardzo niski poziom emisji składników toksycznych spalin, mieszczący się w wymaganiach zarówno norm Euro 5, jak również EEV (rys. 20).

9. Kierunki rozwoju

Pod koniec 2008 roku Parlament Europejski przyjął projekt rozporządzenia w sprawie normy Euro 6, które przewiduje wprowadzenie zharmonizowanych przepisów technicznych dla pojazdów ciężarowych o ładowności ponad 2610 kg. Ostrzejsze normy emisji tlenu węgla, tlenków azotu, węglowodorów i cząstek stałych mają obowiązywać od 31 grudnia 2013 r. Dopuszczalna wartość emisji tlenków azotu została określona na poziomie 400 mg/kW·h, a więc o 80% niższym niż w normie Euro 5. Limity emisji cząstek stałych zostaną zmniejszone o 66% w porównaniu do Euro 5 i wyniosą 10 mg/kW·h.

Równoległe do proponowanego rozporządzenia opracowane zostaną przepisy określające specyfikacje techniczne. Komisja Europejska powinna je przyjąć przed 1 kwietnia 2010 r., aby dać czas producentom na dokonanie niezbędnych zmian technologicznych. Są to nowe wyzwania dla rozwoju silnika. Scania przygotowuje rozwiązania mające

ard. The emission limits for PM shall be tightened by 66% as opposed to the Euro 5 standard and shall reach the level of 10 mg/kW·h.

Parallel to the proposed rule, legislation determining the technical specifications shall be developed. The European Commission should pass them before April 1, 2010 to provide ample time for the manufacturers to implement the necessary technological changes. These are new challenges for the engine development. Scania has been preparing solutions that will soon meet the new requirements. The works on the HCCI (*homogeneous compression ignition engine*) are under way. This idea has already been applied in the Scania engines with 30% of the maximum engine load. The combustion of homogenous lean mixtures is being tested in diesel engines fueled with a variety of fuels, including alternative fuels. The organization of the combustion process is possible thanks to a constant perfecting of the EGR, XPI or VGT systems already applied in the new engine family not to mention the VVT (*variable valve timing*). Scania also works on hybrid technology. The significance of alternative fuels grows. That is why the Scania engineers say: give us a fuel and we will find a way to burn it in an efficient and clean way. The emission of carbon monoxide shall be reduced which is directly related to the reduction of the fuel consumption – definitely an asset of the Scania engines. One thing stays clear: a self-ignition engine has a long and bright future and the pace of the works on its development, including the reduction of the emissions (up to zero emission) is getting faster.

All images and figures presented in this paper are courtesy of: <http://imagebank.scania.com> and are the property of Scania.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Mr. Grzegorz Pawlak, DEng. – doctor at the Faculty of Mechanics, Radom University of Technology, President Duncan Sp. z o.o. – Scania Authorized Service Station in Radom.

Dr inż. Grzegorz Pawlak – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Radomskiej, prezes firmy Duncan Sp. z o.o. – autoryzowany serwis firmy Scania w Radomiu.

e-mail: grzegorz@duncan.radom.pl



Fig. 20. Scania engine fueled with ethanol (Euro 5, EEV)

Rys. 20. Silnik Scania zasilany etanolem (Euro 5, EEV)

wkrótce spełnić nowe wymagania. Trwają prace nad silnikiem HCCI (*homogeneous compression ignition engine*). Idea ta jest już realizowana w silnikach Scania obciążonych do 30% obciążenia maksymalnego. Badane jest spalanie jednorodnych mieszanek ubogich w silniku z zapłonem samoczynnym zasilanych różnymi paliwami, w tym paliwami alternatywnymi. Organizacja procesu spalania możliwa jest dzięki doskonaleniu układów EGR, XPI, VGT już stosowanych w nowej rodzinie silników oraz dodatkowo układu VVT (*variable valve timing*). Rozwijane są technologie napędu hybrydowego. Wzrasta znaczenie paliw alternatywnych, dlatego popularne wśród inżynierów firmy Scania, zajmujących się rozwojem silników, stwierdzenie: „dajcie nam paliwo, a my znajdziemy sposób jak je efektywnie i czysto spalić w silniku” jest coraz bardziej aktualne. Ograniczeniu ulegać będzie również emisja dwutlenku węgla, a to wiąże się ze zmniejszeniem zużycia paliwa, co jest bardzo mocną stroną silników Scania. Jedno jest pewne: silnik z zapłonem samoczynnym ma przed sobą długą i dobrą przyszłość, a prace mające na celu jego rozwój, w tym ograniczenie emisji do wartości bliskich zero, nabierają coraz większego tempa.

Wszystkie fotografie i rysunki zamieszczone w artykule pochodzą ze strony: <http://imagebank.scania.com> i są własnością firmy Scania.

The influence of technologically boron-modification surface layer on the friction processes in sliding pairs of combustion engine

The aim of the present work is to determine the influence of borided surface layers on the friction parameter in the work of sliding pairs in the I.C. engine. The tribological evaluation included pack-borided and laser-borided surface layers deposited on rocker arm, piston pin and pin of crankshaft. The tests were performed in the generator set equipped with one-cylinder 4-stroke carburettor Robin Subaru engine. The wear of the elements of the combustion engine demonstrated that the process of boronizing has an important influence on the decrease of wear of the borided element of the friction pair.

Keywords: surface roughness; wear resistance; borides; internal combustion engine

Wpływ technologicznie ukształtowanej warstwy powierzchniowej z borem na procesy tarcia w parach ciernych silnika spalinowego

W pracy przedstawiono wpływ modyfikacji borem elementów par ciernych silnika spalinowego w warunkach eksploatacyjnych na kształtowanie struktury geometrycznej i zużycie warstw powierzchniowych. Badania przeprowadzono w parach ciernych 4-suwowego silnika gaźnikowego Robin-Subaru EX-17: dźwignia zaworu-krzywka, sworzeń tłokowy-korbówód-czop wału korbowego. Wyniki badań pozwalają stwierdzić, że modyfikacja warstw powierzchniowych borem w węzłach ciernych silnika spalinowego może zapewnić korzystniejsze warunki tarcia niż stosowane obecnie technologie obróbki powierzchniowej.

Słowa kluczowe: borowanie, chropowatość powierzchni, zużycie, silnik spalinowy

1. Introduction

In the construction of a motor vehicle there are a great number of friction pairs working under exceptionally hard conditions of loading and they are liable to the processes of wear through friction. The greatest number of friction pairs can be found in a combustion engine and despite lubrication under pressure, liquid lubrication does not appear throughout the work cycle of the engine, and in the case of many friction pairs the most prevalent is mixed friction [1]. In order to ensure that these elements have the required resistance to wear, an appropriate surface treatment is performed. Two major classes of treatments available for enhancing the surface properties are thermal and thermochemical. Boronizing is a thermochemical surface hardening treatment, which enriches boron in the material surface by diffusion of boron atoms into the surface of the material. Diffusion of boron into the surface of various metals and alloys results in the formation of borides which provide extremely hard (up to 2000 HV), wear and corrosion resistant surface [2–4].

The current boronizing processes allow obtaining surface layers of high hardness and high resistance to corrosion and wear, with low brittleness and no tendencies towards cracking [5–7]. However, the operation characteristics of these layers depend on the chemical composition, the structure of the surface layer, the method and parameters of their production, and relevant thermal treatment. The modification of the surface layer with boron should be selected on the basis of the required operating characteristics and the operating conditions of the sliding pair [6, 8]. Thus, it is crucial to determine the

1. Wstęp

W konstrukcji pojazdu samochodowego występuje wiele węzłów ciernych pracujących w wyjątkowo ciężkich warunkach obciążenia; narażone są one na intensywne procesy zużycia wskutek tarcia. Najwięcej węzłów ciernych występuje w silniku spalinowym i pomimo realizowanego wymuszonego smarowania, smarowanie płynne w parach ciernych występuje nie w całym okresie pracy silnika, a w przypadku wielu węzłów ślizgowych dominuje tarcie mieszane [1]. W celu zapewnienia tym elementom wymaganej odporności na zużycie przeprowadza się odpowiednią obróbkę powierzchniową. Do najczęściej stosowanych metod modyfikacji warstwy powierzchniowej wykorzystuje się procesy obróbki cieplnej i cieplno-chemicznej. W procesach obróbki cieplno-chemicznej, poprzez dyfuzję można wprowadzić do obrabianego materiału bor, co pozwala na uzyskanie warstwy powierzchniowej o dużej twardości (powyżej 2000 HV), odpornej na korozję i zużycie ściernie [2–4].

Stosowane obecnie procesy modyfikacji borem pozwalają uzyskać warstwy powierzchniowe o dużej twardości oraz odporności na zużycie i korozję, przy małej kruchości i braku skłonności do pęknięcia [5–7]. Cechy eksploatacyjne tych warstw zależą głównie od składu chemicznego, struktury warstwy powierzchniowej, metody wytwarzania, parametrów procesu technologicznego i odpowiedniej obróbki cieplnej. Badania wykazują, że w procesie wytwarzania warstw powierzchniowych modyfikowanych borem należy również uwzględnić wpływ czynników występujących podczas eksploatacji węzła ślizgowego

influence the boron modification of the sliding pair elements has on the operating conditions and wear.

2. Experimental

In the performance of the engine tests, the following pairs of combustion engine were selected: rocker arm-camshaft, piston pin-connecting rod and pin of crankshaft-connecting rod (its large and small ends function as bearings) (Fig. 1) [9]. Boron-modified surface layers were made on the elements of friction pairs. In the slide pairs: rocker arm with camshaft and piston pin with connecting rod, the process of boronizing in powder was applied to the rocker arm and piston pin. The elements were pack borided in the temperature of 950°C in the time of 8h, and then were isothermally hardened. In the boronizing process, powder of the following composition was used: B₄C (30%), Al₂O₃ (68%), NH₄Cl, and NaF. In the pair pin of crankshaft with connecting-rod, the surface layer of crankshaft was boron-modified using the method of melting by laser beam. The pin of crankshaft was laser-borided, with the use of CO₂ laser (power of beam P = 2 kW, spot diameter d = 4 mm, energy density 160 W/mm², speed of the laser beam on the surface v = 16 mm/s, shielding gas–argon). The boronizing process consisted of covering the samples with the layer of amorphous boron and liquid glass, and melting with the laser beam. The combustion engine was lubricated with 5W/40 Lotos Synthetic engine oil.

The engine tests were performed in the generator set equipped with one-cylinder 4-stroke carburettor Robin Subaru engine (rated output 2.6 kW/3000 rpm, max. torque 11.3 N·m/2500 rpm). The generator set was loaded during its work by means of an electric resistance element of constant power of 2000 W. The tests were performed in the cycle of 2000 hours, comprising the periods of constant work for 100 hours and the break periods resulting from the suggested times of the periodical engine service. In the break periods for the engine service lasting 200, 500, 1000, and 2000 hours, measurements of wear of the friction pairs of

[6, 8]. Dlatego istotne jest określenie wpływu modyfikacji warstwy powierzchniowej borem na procesy tarcia w węzle ślizgowym w warunkach smarowania i uzależnioną z tym trwałość pary ciernej.

2. Opis badań

Do realizacji badań eksploatacyjnych wytypowano następujące węzły ślizgowe silnika spalinowego: dźwignię zaworu-krzywkę rozrządu, sworzeń tłokowy-korbowód, czop korbowodu-korbowód (rys. 1). Na wybranych elementach par ślizgowych wykonano warstwy powierzchniowe modyfikowane borem. W parze ślizgowej dźwignia zaworu-krzywka rozrządu poddano procesowi borowania dźwignię zaworu, a w układzie sworzeń tłokowy-korbowód borowany był sworzeń tłokowy [9]. Proces borowania obu elementów przeprowadzono w proszku (B₄C-30%, Al₂O₃-68%, NH₄Cl i NaF) w temperaturze 950°C, w ciągu 8h. Po procesie borowania próbki hartowano izotermicznie. W parze czop korbowodu-korbowód modyfikowano warstwę powierzchniową borem na czopie korbowym za pomocą wiązki laserowej. Warstwę powierzchniową, po pokryciu pastą z borem amorficznym wymieszany ze szkłem wodnym, przetopiono wiązką laserową (moc wiązki P = 2 kW, wielkość plamki d = 4 mm, prędkość obróbki v = 16 mm/s, pokrycie ścieżek f = 0,5 mm, w atmosferze ochronnej argonu). Podczas badań eksploatacyjnych modyfikowane węzły ślizgowe smarowano olejem silnikowym Lotos Syntetic 5W/40.

Badania eksploatacyjne przeprowadzono wykorzystując zespół prądotwórczy wyposażony w jednocylindrowy 4-suwowy silnik gaźnikowy Robin-Subaru EX-17 (moc nominalna 2,6 kW/3000 obr/min, maksymalny moment obrotowy 11,3 N·m/2500 obr/min). Zespół prądotwórczy podczas pracy był obciążony za pomocą elementu oporowego o stałej dopuszczalnej mocy 2000 W. Badania przeprowadzono w cyklu 2000 godzin, obejmującym okresy ciągłej pracy przez 100 godzin i okresy przerwy wynikające z zalecanych terminów okresowej obsługi serwisowej silni-

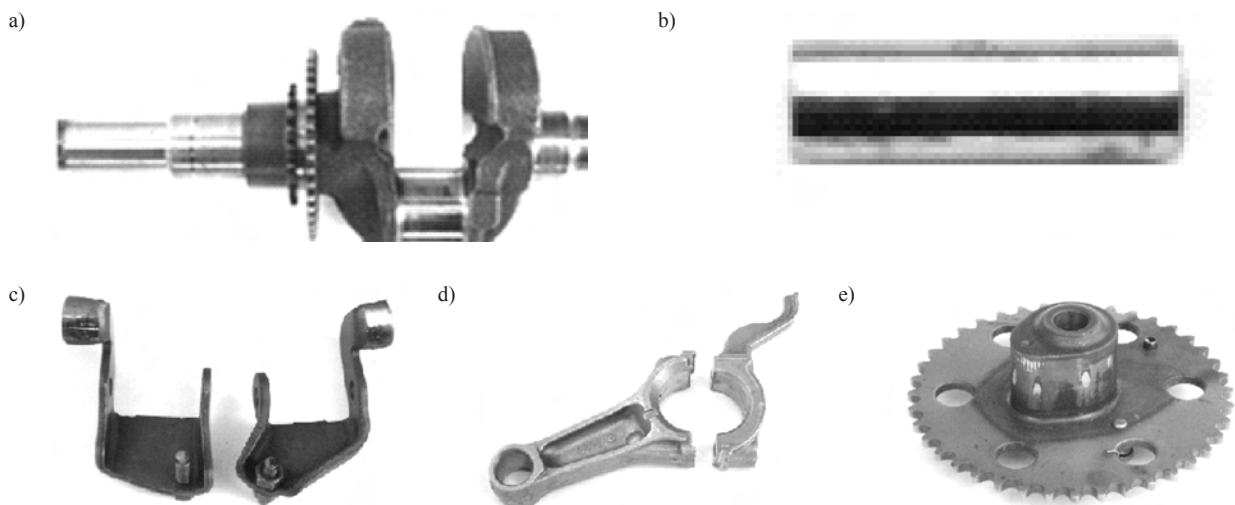


Fig. 1. Elements of sliding pairs of combustion engine: a) crankshaft, b) piston pin, c) rocker arms, d) connecting rod, e) camshaft

Rys. 1. Elementy par ciernych silnika spalinowego: a) wał korbowy, b) sworzeń tłokowy, c) dźwignie zaworu, d) korbowód, e) krzywka rozrządu

combustion engine were performed. In order to determine the intensity of wear of the engine elements, artificial bases were produced on the surface friction. Measurements of the changes of surface roughness and surface scanning were also performed.

3. Results and discussion

Application of sliding pairs with the boron-modified elements in the Robin-Subaru EX17 combustion engine caused changes in the geometrical structure of the surface layer of these elements.

Measurements of the arithmetic mean roughness of a surface profile R_a in the pair rocker arm-camshaft indicated that the pair approached the optimal roughness level for both of the elements. During the friction process, there could be observed a decrease in the value of surface roughness parameter R_a for both of the cooperating surfaces. The value of the parameter R_a measured on the camshaft decreased by 250%, on the borided rocker arm by almost 400%, and on the non-borided rocker arm by around 300%. Significant differences in the initial value of the parameter R_a between the borided and non-borided rocker arm when the work of the sliding pair had finished, was characterized by the comparable level of surface roughness (Fig. 2).

The results of measurements of the surface roughness parameter R_a in the sliding pair piston pin-connecting rod small end showed the increase of surface roughness in the pair with the non-borided camshaft (Fig. 3). The value of surface roughness parameter R_a measured on the non-borided piston pin increased slightly, whereas on the cooperating surface of the hole of connecting rod small end, it increased by 30%. The application of the piston pin with surface layer borided in powder caused slight decrease of its surface roughness. In turn, there was an increase in the value of the parameter R_a on the sliding surface of the hole of connecting rod small end, but it is by 30% smaller in proportion to the increase registered in the pair with non-borided piston pin.

After finishing the tests in the sliding pair connecting rod-pin of crankshaft, lower values of surface roughness

ka. W okresach przerwy na obsługę serwisową po 200, 500, 1000 i 2000 godzinach przeprowadzono pomiary zużycia elementów par ślizgowych silnika spalinowego. Do określenia intensywności zużycia wykorzystano sztuczne bazy wykonane na powierzchniach współpracujących elementów. Przeprowadzono również pomiary zmian chropowatości powierzchni i analizę instrumentalną obszarów zużycia za pomocą mikroskopii skaningowej.

3. Wyniki badań

Badania eksploatacyjne węzłów ślizgowych w silniku spalinowym Robin-Subaru EX17 spowodowały istotne zmiany w strukturze geometrycznej warstw powierzchniowych badanych elementów. Pomiary średniego odchylenia profilu chropowatości powierzchni R_a w parze dźwignia zaworu-krzywka wykazały, że para dąży do osiągnięcia optymalnego poziomu chropowatości obu elementów składowych. W procesie tarcia obserwuje się obniżenie wartości parametru R_a obu współpracujących warstw powierzchniowych. Wartość parametru R_a zmierzona na krzywce uległa zmniejszeniu o ok. 250%, na dźwigni borowanej prawie o 400%, a na dźwigni nieborowanej ok. 300%. Znaczne różnice w początkowej wartości R_a między dźwignią borowaną i nieborowaną, po zakończeniu eksploatacji węzła ślizgowego, charakteryzowały się już zbliżonym poziomem chropowatości powierzchni (rys. 2).

Wyniki pomiarów parametru R_a w parze sworzni tłokowy-otwór głowki korbowa wykazały wzrost wartości chropowatości na powierzchni otworu głowki w układzie ze sworzniem nieborowanym (rys. 3). Wartość R_a zmierzona na sworzniu nieborowanym wzrosła nieznacznie, a na współpracującej powierzchni otworu głowki korbowa wzrosła o 30%. Zastosowanie sworzni z warstwą powierzchniową borowaną w proszku powoduje nieznaczne zmniejszenie jego chropowatości powierzchni. Natomiast wystąpił wzrost wartości parametru R_a na powierzchni ślizgowej otworu głowki korbowa, ale jest o 30% mniejszy w stosunku do wzrostu zarejestrowanego w skojarzeniu ze sworzniem nieborowanym.

Po zakończeniu prób w układzie łożyskowania czop korbowa-korbów zaoferowano mniejsze wartości

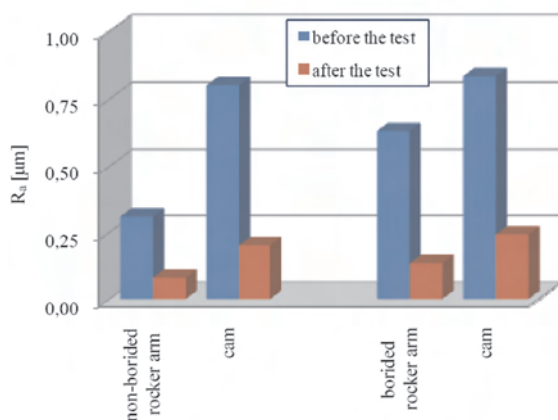


Fig. 2. Change of the arithmetic mean roughness of a surface profile R_a of elements of sliding pair rocker arm-cam

Rys. 2. Zmiana średniego odchylenia profilu chropowatości powierzchni R_a elementów pary dźwignia zaworu-krzywka rozrządu

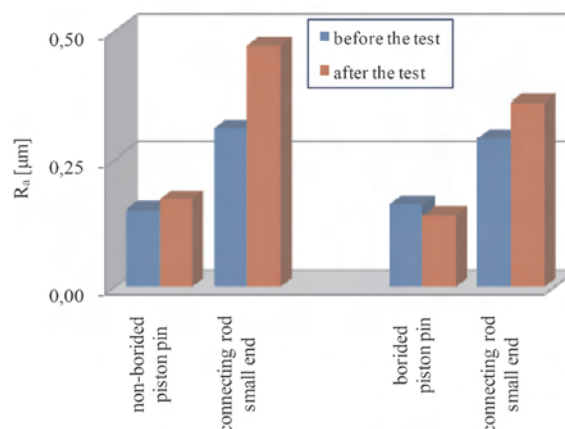


Fig. 3. Change of the arithmetic mean roughness of a surface profile R_a of elements of sliding pair piston pin-connecting rod small end

Rys. 3. Zmiana średniego odchylenia profilu chropowatości powierzchni R_a elementów pary sworzni tłokowy-otwór głowki korbowa

parameter R_a could be observed on the sliding surfaces in the pairs with laser-borided layer (Fig. 4). In the pair in which the pin of crankshaft worked with the borided surface layer, there was an increase in the value of the parameter R_a of the crankshaft by 40%, whereas the value of the parameter R_a of the crankshaft with the non-borided surface layer decreased by 140%. The measurement results of the connecting rod showed larger increase of the value of surface roughness parameter R_a at the contact with the non-borided pin of crankshaft, than at the contact with the borided pin of crankshaft. The value of the parameter R_a in the sliding pair with the non-borided surface layer increased by 100%, while in the sliding pair with the non-borided surface layer, it increased by 70%. In turn, the measurements of the sliding surface roughness of the connecting rod cap in both cases revealed comparable values of surface roughness parameter R_a .

The registered changes can be explained by different material composition of the cooperating friction pairs, and different character of loading and type of friction contact. In the pair camshaft-rocker arm, loading has a variable character and the contact is linear. In the later stage of work, the area of contact undergoes change as a result of wear of the surface layers, which leads to the increase of the area of contact and the decrease of the values of unit pressure. These changes have an effect on the change of roughness parameters as a result of wear, which leads to smoothening of the cooperating surface layers and achieving an optimal geometrical structure [10]. In the pair crankshaft-connecting rod, changes are generated mainly as a result of the sliding speed of the crankshaft on the surface of the connecting rod and the variable character of loading. The value of loading and its direction results from the loading caused by combustion pressure and the inertia forces of the elements of the set: connecting rod- crankshaft. Loading variables cause an uneven contact between surface peaks of the cooperating surface layers, which leads, for the most part, to the wear of the bearing alloy. The products of wear, including very hard oxides, also lead to the wear of the pin of crankshaft material. The increased roughness parameters of the non-borided surface are also the result of its smaller hardness. On the other hand, changes in the value of surface roughness parameter R_a in the connecting rod cap are the effects of loadings generated by the inertia force, which in the work cycle of the engine take on lower values, and their run is less dynamic. These changes involve mainly the piston pin. In the case of the pin of crankshaft, the increase in roughness could have been caused by laser treatment, which may have led to the heterogenic layout of hardness on the length of the pin of crankshaft. These changes may have caused more intensive wear of the parts of smaller hardness, and the products of wear intensified the process of wear and the changes in the geometrical structure of the sliding pair [11].

The measurements of wear of the elements of friction pairs in the combustion engine proved that modification of the surface layers with boron has an impact on the process of wear and its intensity. The measurement of wear of the rocker arm made during the process of the engine operation

parametru R_a na powierzchniach ślizgowych w skojarzeniach z warstwą borowaną laserowo (rys. 4). W skojarzeniu, w którym pracował czop z warstwą powierzchniową borowaną, wystąpił wzrost wartości parametru R_a czopa o 40%, zaś wartość parametru R_a czopa z warstwą powierzchniową nieborowaną pogorszyła się o 140%. Wyniki pomiaru

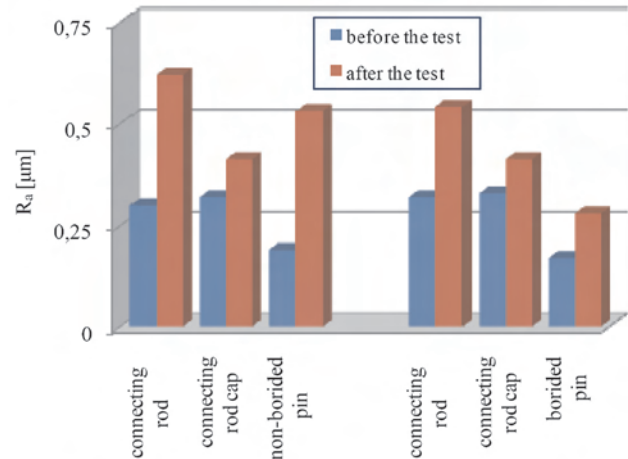


Fig. 4. Change of the arithmetic mean roughness of a surface profile R_a of elements of sliding pair pin of camshaft-connecting rod

Rys. 4. Zmiana średniego odchylenia profilu chropowatości powierzchni R_a elementów pary czop korbowy-korbówód

korbowodu wykazały większy wzrost wartości parametru R_a w styku z czopem nieborowanym, niż w styku z czopem borowanym. Wartość parametru R_a w skojarzeniu z warstwą powierzchniową nieborowaną wzrosła o 100%, a w skojarzeniu z warstwą borowaną wzrosła o 70%. Natomiast pomiary chropowatości powierzchni ślizgowej stopy korbowodu wykazały w obu przypadkach zbliżone wartości parametru R_a .

Zarejestrowane zmiany można tłumaczyć inną kompozycją materiałową współpracujących węzłów ciernych, jak również innym charakterem obciążenia i rodzajem styku ciernego. W parze krzywka wałka rozrządu-dźwignia zaworu obciążenie ma charakter zmienny, a styk jest liniowy. W późniejszym etapie pracy ulega zmianie pole styku w wyniku zużycia warstw powierzchniowych, co prowadzi do zwiększenia powierzchni styku i zmniejszenia wartości nacisków jednostkowych. Zmiany te wpływają na zmianę parametrów chropowatości w wyniku zużycia ściernego, co prowadzi do wygładzenia współpracujących warstw powierzchniowych i osiągnięcia optymalnej struktury geometrycznej [10]. W parze czopa i korbowodu zmiany głównie generowane są w wyniku prędkości ślizgania się czopa po powierzchni korbowodu oraz zmiennego charakteru obciążenia. Wartość obciążenia i kierunek jego działania wynikają z przebiegu siły nacisku wywołanej rozprężającymi się gazami po spalaniu mieszanki i siłami bezwładności elementów pary tłok-korbówód-wał korbowy. Zmienne obciążenia powodują występowanie styków nierówności współpracujących powierzchni, co prowadzi do zużycia głównie materiału panwi. Produkty zużycia, w tym bardzo twarde tlenki, powodują

showed that the application of the process of boronizing in powder significantly decreased its wear (Fig. 5). The application of borided rocker arm caused the decrease of wear by three times in proportion to the non-borided rocker arm, and the depth of scar reached the value of 0.017 mm. In turn, the wear of the non-borided rocker arm is characterized by a larger increase of wear with the runtime of the test; as the final result, the depth of scar reached the value of 0.07 mm (Fig. 6). The linear wear of camshaft cooperating with the rocker arm amounted to 0.08 mm after the test had been finished.

The registered wear during the engine test in the pair pin of crankshaft-connecting rod showed that the application of laser boronizing in the treatment of the pin of crankshaft sur-

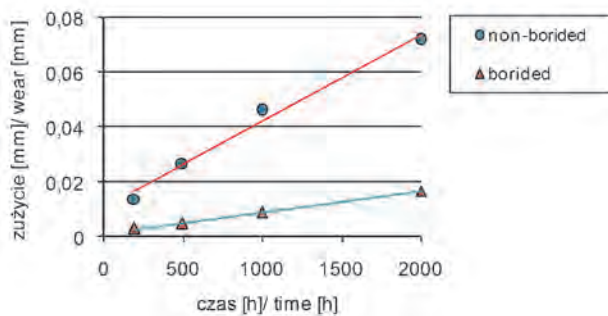


Fig. 5. Linear wear of rocker arm

Rys. 5. Zużycie liniowe dźwigni zaworowej

face layer has an impact on the increase of wear of the softer material of the connecting rod (Fig. 7). The borided pin of crankshaft causes the increase of wear of the connecting rod material by around 45%, and the wear of the connecting rod cap material increases by 30%. In the friction pair with the non-borided pin of crankshaft, the wear of the connecting rod and the connecting rod cap are at the comparable level. The application of the laser boronizing process caused the wear of the connecting rod material to be larger than the wear of the connecting rod cap material. The changes of wear stem from the character of loading and heterogeneity of the borided layer. The surface layer of the pin of crankshaft formed in the process of laser boronizing treatment is characterized

również zużycie materiału czopa. Zwiększone parametry chropowatości nieborowanej powierzchni są wynikiem jej mniejszej twardości, a znaczna różnica w chropowatości końcowej może być również efektem wypełnienia nieciągłości w warstwie borowanej proszkowo przez materiał korbowodu. Zmiany te dotyczą głównie sworzni; w przypadku czopa wzrost chropowatości może być spowodowany obróbką laserową, która wprowadziła niejednorodny rozkład twardości na długości czopa. Zmiany te mogły wywoływać intensywniejsze zużycie w częściach o mniejszej twardości, a produkty zużycia intensyfikowały proces zużycia i zmiany w strukturze geometrycznej pary ślizgowej [11].

Pomiary zużycia elementów par ciernych silnika spalinowego dowiodły, że modyfikacja borem warstw powierzchniowych wpływa na przebieg procesu zużycia i jego wielkość. Wyniki pomiarów zużycia dźwigni zaworowej wykonane w trakcie badań silnika wykazały, że zastosowanie procesu borowania w proszku w sposób istotny zmniejszyło jej zużycie (rys. 5). Zastosowanie borowania warstwy powierzchniowej dźwigni spowodowało prawie trzykrotne zmniejszenie zużycia w stosunku do dźwigni nieborowanej, a głębokość wytarcia osiągnęła wartość 0,017 mm. Natomiast zużycie dźwigni nieborowanej charakteryzuje się większym przyrostem zużycia wraz z upływem czasu trwania próby; w efekcie końcowym głębokość wytarcia osiągnęła wartość 0,07 mm (rys. 6). Zużycie liniowe krzywki współpracującej z dźwigniami zaworów po zakończeniu prób wyniosło 0,08 mm.

Rejestrowane zużycie podczas trwania próby eksploatacyjnej w parze czop korbowy-korbówód wykazało, że zastosowanie borowania laserowego do obróbki warstwy powierzchniowej czopa wpływa na zwiększenie zużycia miększego materiału korbowodu (rys. 7). Borowany czop powoduje wzrost zużycia materiału korbowodu o ok. 45%, a zużycie materiału stopy korbowodu zwiększa się o 30%. W parze ciernej z czopem nieborowanym zużycie materiałów korbowodu i stopy korbowodu jest na zbliżonym poziomie. Zmiany w wielkości zużycia wynikają z charakteru obciążenia oraz niejednorodności warstwy borowanej. Ukształtowaną w procesie borowania laserowego warstwę powierzchniową czopa w przekroju wzdłużnym charakteryzuje zmienna mikrotwardość i niejednorodna

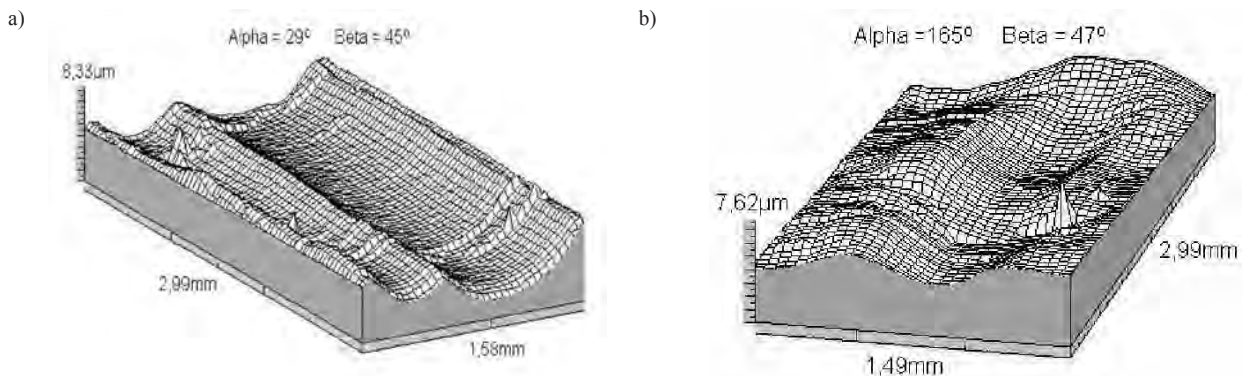


Fig. 6. Wear scar on the rocker arms: a) non-borided rocker arm, b) borided rocker arm

Rys. 6. Ślady wytarcia na dźwigniach zaworowych: a) dźwignia nieborowana, b) dźwignia borowana

in the longitudinal cut by a variable microhardness and heterogenic structure. It has an influence on the occurrence of the areas of contact which differ from each other in the intensity of friction processes and the increased possibility of the formation of adhesive bonds. As a result of variable loading and insufficient lubrication, the processes of wear may have become intensified wear under the influence of the products of wear which came into existence during the friction processes. The difference in wear of the connecting rod material and the connecting rod cap resulted from the different loading conditions in the case of those two elements, which was presented in the description of surface roughness of this friction, including works [11, 12].

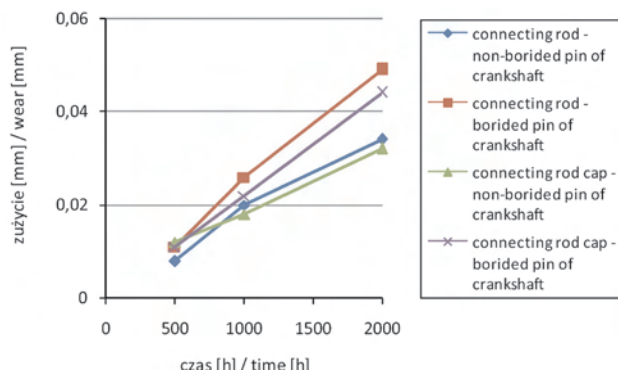


Fig. 7. Wear of connecting rod and connecting rod cap depending on surface treatment of pin crankshaft

Rys. 7. Zużycie liniowe korbowodu i stopy korbowodu w zależności od wykonanej obróbki warstwy powierzchniowej czopa

The analysis of the areas of wear using the scanning microscopy SEM/EDS indicated the handling of materials in the areas of friction of the rocker arm and camshaft. The obtained pictures of the representative areas of wear of the camshaft demonstrated significant differences in the surface layer of the cooperating elements. Scanning of the camshaft surface revealed the occurrence of inclusions on the sliding surface consisting of boron with the presence of iron and copper. (Fig. 8). The distribution of inclusions attests to the handling of boron onto the surface of the camshaft from the surface layer of the rocker arm. The character of the distribution is incidental, and the largeness of inclusions is diverse – from very small dots to larger areas of irregular shape. The analysis of the chemical elements showed that, for the most part, the inclusions consisted of boron, and it oscillates between 61-97%. On the surface of the camshaft there appeared also atoms of sulphur, which were evenly distributed on the steel surface of friction. The registered presence of copper in the analysis of the chemical elements is the effect of its handling from the connecting rod material, where it is the alloying element. The main presence of copper is observed in the area of the steel sliding surface, whereas in the area of inclusions its portion is smaller and it decreases with the increase of the content of boron.

4. Conclusions

The conducted measurements of the elements of the combustion engine after the tests and the analysis of the obtained results allow for the formulation of the following conclusions:

struktura. Wpływa to na występowanie obszarów styków różniących się intensywnością procesów tarcia i zwiększoną możliwością powstawania szczepień adhezyjnych. W wyniku zmiennych obciążeń i niedostatecznego smarowania procesy zużycia mogą ulegać intensyfikacji i generować zużycie pod wpływem produktów zużycia powstałych w procesie tarcia. Różnica w zużyciu materiałów korbowodu i stopy korbowodu jest efektem zróżnicowania warunków obciążenia obu elementów, co zostało przedstawione przy opisie zmian chropowatości powierzchni tego skojarzenia m.in. w pracach [11, 12].

Analiza obszarów zużycia za pomocą mikroskopii skaningowej SEM/EDS wskazała na „przenoszenie” materiałów w obszarze tarcia dźwigni zaworowej i krzywki rozrządu. Uzyskane obrazy reprezentatywnych obszarów zużycia krzywki rozrządu wykazały istotne różnice w warstwie powierzchniowej współpracujących elementów. Skanowanie powierzchni krzywki rozrządu ujawnił występowanie wydzielen na powierzchni ślizgowej składających się z boru wraz z udziałem siarki i miedzi (rys. 8). Rozkład wydzielen świadczy o przeniesieniu się boru na powierzchnię krzywki rozrządu z warstwy powierzchniowej dźwigni zaworowej. Charakter rozmieszczenia jest przypadkowy, a wielkość wydzielen jest różna – od bardzo małych kropek do większych obszarów o nieregularnym kształcie. Analiza składu pierwiastków wykazała, że wydzielenia te składają się głównie z boru, a jego udział masowy waha się w granicach 61–97%. Na powierzchni krzywki rozrządu występowały również atomy siarki, które były równomiernie rozłożone na stalowej powierzchni tarcia. W obszarze wydzielen boru udział siarki na powierzchni ślizgowej zmniejsza się lub nie występuje. Zarejestrowano również obecność miedzi, co jest efektem przeniesienia jej z materiału korbowodu,

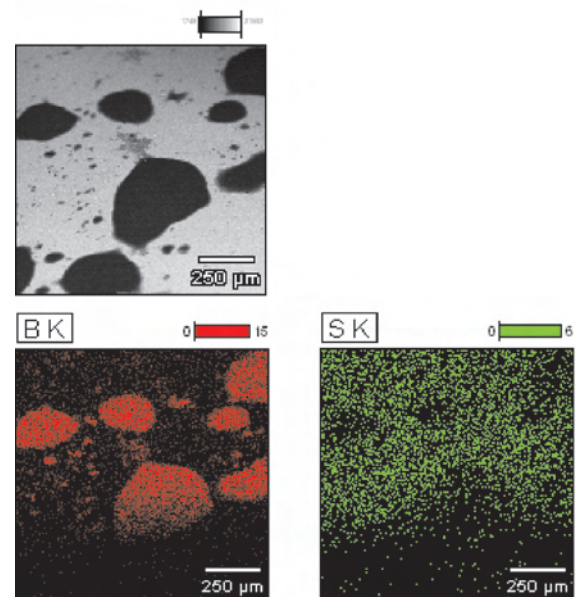


Fig. 8. Photo of friction area of camshaft and mapping of distribution atoms boron and sulphur

Rys. 8. Fotografia obszaru tarcia krzywki rozrządu oraz mapy rozkładu atomów boru i siarki

1. The surface roughness formed in the friction pair depends on the initial roughness, friction conditions, and the applied surface treatment. The registered trends do not lead to the decrease of surface roughness, but instead they are conducive to the formation of the optimal geometrical structure for a given pair. In the pair: camshaft-rocker arm, surface roughness has decreased, whereas in the pair: piston pin-connecting rod-pin of crankshaft an increase has occurred. A significant increase of surface roughness concerns mainly the material of connecting rod in the pair with the non-borided surface layer of pin.
2. Measurements of wear of the elements of the combustion engine showed that the process of boronizing has an important influence on the decrease of wear of the borided element of the friction pair: the wear of the rocker arm pack-borided is smaller in proportion to the non-borided one by 350%. The measurements of wear of the connecting rod, in turn, showed an increase of wear at the contact with the laser-borided surface layer, but no definitive wear can be established; the wear of the connecting rod is larger than the wear of the connecting rod cap, with a comparable wear of both elements in the pair with the non-borided element.
3. The registered changes of the surface geometry and the wear of the combustion engine elements are the results of the character of loading, different for each tested pair, different kinematics of the cooperation of the elements of friction pairs, as well as different material composition and the applied method of modification of the surface layer with boron.

Bibliography/Literatura

- [1] Bayrakceken H., Ucin I., Tasgetiren S.: Fracture analysis of a camshaft made from nodular cast iron. *Engineering Failure Analysis*, 12, pp. 1240-1245, 2006.
- [2] Sen U., Sen S., Yilmaz F.: Structural characterizations of boride layer on boronized ductile irons. *Surface Coating and Technology*, 176, pp. 223-228, 2000.
- [3] Kulka M., Pertek A.: The importance of carbon content beneath iron borides after boriding of chromium and nickel-based low carbon steel. *Applied Surface Science*, 214, pp. 161-171, 2003.
- [4] Sen U., Sen S., Yilmaz F.: The fracture toughness of borides formed on boronized cold work tool steel. *Material Characterization*, 50, pp. 261-267, 2003.
- [5] Bejar M.A., Moreno E.: Abrasive wear resistance of boronized carbon and low-alloy steel. *Journal of Materials Processing Technology*, 173, pp. 352-358, 2006.
- [6] Martini C., Palombarini G., Poli G., Prandstraller D.: Sliding and abrasive wear behaviour of boride coatings. *Wear*, 256, pp. 608-613, 2004.
- [7] Atik E., Yunker U., Meric C.: The effect of conventional heat treatment and boronizing on abrasive wear and corrosion of SAE 1010, SAE 1040, D2 and 304 steels. *Tribology International*, 36, pp. 2003, 155-161.
- [8] Lubas V.: Tribological properties of surface layer with boron in friction pairs. *Surface Review and Letters*, 16, pp. 767-773, 2009.
- [9] Service manual models EX13, 17, 21, 27 engines, Robin America. Inc, 2002.
- [10] Guha V., Chowdhuri V.: The effect of surface roughness on the temperature at the contact between sliding bodies. *Wear*, 197, pp. 63-73, 1996.

gdzie jest pierwiastkiem stopowym. Główny udział miedzi rejestrowany jest w obszarze stalowej warstwy ślizgowej, natomiast w obszarze wydzieleni udział miedzi jest mniejszy i maleje wraz ze wzrostem zawartości boru.

4. Wnioski

Przeprowadzone pomiary elementów silnika spalinowego w ramach przyjętego programu badań i analiza uzyskanych wyników pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Ukształtowana w parze ciernej chropowatość powierzchni zależy od chropowatości początkowej, warunków tarcia i zastosowanej obróbki powierzchniowej. Rejestrowane trendy nie prowadzą do zmniejszenia chropowatości, ale do kształtowania optymalnej struktury geometrycznej dla danego skojarzenia. W parze krzywka-dźwignia zaworu chropowatość powierzchni zmniejszyła się, natomiast w układzie sworzeń tłoka-korbówód-czop korbowy wystąpił jej wzrost. Istotny przyrost chropowatości dotyczy głównie materiału korbowodu w skojarzeniu z nieborowaną warstwą powierzchniową czopa.
2. Pomiary zużycia elementów silnika spalinowego wykazały, że borowanie wpływa znacząco na zmniejszenie zużycia borowanego elementu pary ciernej: zużycie borowanej w proszku dźwigni zaworu jest o ok. 350% mniejsze w stosunku do nieborowanej. Pomiary zużycia korbowodu wykazały natomiast wzrost zużycia w kontakcie z warstwą borowaną laserowo, ale nie można wyznaczyć jednoznacznego związku; zużycie korbowodu jest większe niż zużycie stopy korbowodu, przy zbliżonym zużyciu obu elementów w skojarzeniu z nieborowanym elementem.
3. Rejestrowane zmiany geometrii powierzchni i zużycia elementów silnika spalinowego są wynikiem charakteru obciążenia, odmiennego dla każdej badanej pary, innej kinematyki współpracy elementów pary ślizgowej, jak również odmiennej kompozycji materiałowej i zastosowanej metody modyfikacji borem warstwy powierzchniowej.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

- [11] Kuhlmann-Wilsdorf V.: Effects of local high pressure and extreme shears at tribological contact spots. *Tribology and Interface Engineering Series*, 39, pp. 417-428, 2001.
- [12] Schouwenaars V., Jacobo V., Ortiz A.: Microstructure aspect of wear in soft tribological alloys. *Wear*, 263, pp. 727-735, 2007.

Prof. Kazimierz Lejda DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at the Rzeszow University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

e-mail: klejda@prz.edu.pl



Mr. Janusz Lubas, DEng. – doctor in the Institute of Technology at the University of Rzeszow.

Dr inż. Janusz Lubas – adiunkt w Instytucie Techniki Uniwersytetu Rzeszowskiego.

e-mail: janas@univ.rzeszow.pl



Nowe standardy emisji w silnikach z zapłonem samoczynnym – silnik VW 2.0 TDI

1. Wstęp

W połowie lat 70. XX wieku dzięki firmie Volkswagen silnik o zapłonie samoczynnym stał się popularnym źródłem napędu samochodów osobowych. Kilka lat później (1978 r.) silnik tego rodzaju wprowadziła także firma Daimler-Benz w samochodzie Mercedes 300 SD.

Silnik Volkswagena z 1975 r. był pierwszą tego typu jednostką napędową produkowaną na masową skalę, przeznaczoną do popularnego samochodu klasy kompaktowej, jakim był Golf I generacji. Silnik ten o objętości skokowej 1,5 dm³ był wyposażony we wtrysk pośredni z wirową komorą spalania i rozwijał moc 37 kW. Spotkał się on z bardzo dobrym przyjęciem na rynku przede wszystkim ze względu na dobre osiągi, przy znacznie mniejszym zużyciu paliwa w porównaniu ze stosowanymi wówczas jednostkami zasilanymi benzyną.

W następnych latach powstawały nowe konstrukcje z tego typu systemem spalania o objętości skokowej 1,6 oraz 1,9 dm³. W silniku 1,9 TD z 1995 r. o mocy 55 kW ze znacznym wyprzedzeniem spełniono standardy emisji toksycznych składników spalin, dostosowując go do wymagań normy Euro 2. Podobnie postępowano w latach następnych, oferując dużo wcześniej jednostki napędowe spełniające przyszłe limity emisji; w 1997 r. zaprezentowano silnik 1,9 TDI z bezpośrednim wtryskiem paliwa spełniający limity emisji Euro 3, a w 1999 r. 3-cylindrowy silnik 1,2 TDI, który w innowacyjnym modelu Lupo 3L już wtedy spełniał limity Euro 4. W roku 2002 zaprezentowano silnik 2,0 TDI PD (niem. *Pumpedüse*) zasilany pompowtryskiwaczami, który od tej pory stał się najbardziej poszukiwaną jednostką napędową stosowaną w pojazdach wszystkich marek należących do koncernu Volkswagen (Audi, Seat, Skoda), a także był montowany w pojazdach innych marek (Mitsubishi, Chrysler, Jeep). Rok później wprowadzono do produkcji odmianę tego silnika wyposażoną w filtr cząstek stałych, dzięki czemu już w 2003 r. spełniał on wymagania przyszłej normy Euro 4. W roku 2007 wprowadzono do produkcji silnik 2,0 TDI CR z układem zasilania *common rail*, który w zakresie emisji spełniał standardy normy Euro 5, na dwa lata przed obowiązkiem ich stosowania. W tej wersji silnik ten stanowił bazę konstrukcyjną dla jednostki napędowej przeznaczonej na rynek amerykański, która musiała spełnić limity emisji BIN5/LEV II, uważane obecnie za najbardziej rygorystyczne na świecie. Od końca 2008 r. tak przygotowany silnik jest oferowany w modelach Jetta i Passat sprzedawanych na rynku amerykańskim, a wkrótce znajdzie się także w innych sprzedawanych tam pojazdach koncernu. Kontynuując prace nad tym silnikiem, w 2009 r. opracowano jego wersję, która z powodzeniem spełnia limity emisji ustalone dla normy Euro 6, przewidzianej do wprowadzenia w krajach Unii Europejskiej w 2014 r.

2. Podstawowe cechy konstrukcyjne standardowej wersji silnika 2.0 TDI

Standardowy silnik 2.0 TDI spełniający wymogi normy Euro 5 powstał w 2007 r. i jest obecnie stopniowo wprowadzany do różnych modeli koncernu Volkswagen. Podstawowe cechy konstrukcyjne nowego silnika zostały przejęte ze sprawdzonej, produkowanej nadal jednostki 2.0 TDI PD zasilanej pompowtryskiwaczami, której produkcję rozpoczęto w 2002 r. Najistotniejsze różnice konstrukcyjne były związane z wprowadzeniem systemu zasilania *common rail*, natomiast główne parametry robocze silnika nie uległy zmianie (tab. 1).

Tabela 1. Podstawowe parametry silników VW 2,0 TDI

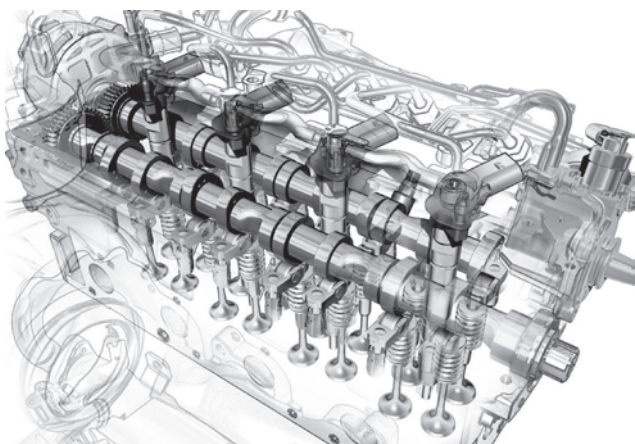
Typ silnika	2.0 TDI PD (2008)	2.0 TDI CR (2008)
Objętość skokowa [cm ³]	1968	1968
Układ zasilania	pompowtryskiwacze	<i>common rail</i>
Maksymalne ciśnienie wtrysku [MPa]	2050	1800
Średnica cylindra/ skok tłoka [mm]	81/95,5	81/95,5
Stopień sprężania [-]	18,5	16,5
Moc efektywna/pr. obr. [kW/ 1/min]	103/4000	103/4200
Maks. moment obr./ prędkość obr. [N·m/obr/min]	320/1900	320/1750–2250
Masa silnika [kg]	184	172
Spełniana norma emisji	Euro 4	Euro 5

Zastosowanie nowego układu zasilania pozwoliło na zmniejszenie zarówno masy, jak i wysokości silnika. Podczas gdy silnik zasilany pompowtryskiwaczami budowany był w wersji z dwoma lub czterema zaworami sterującymi wymianną ładunku, to nowa jednostka wyposażona jest wyłącznie w głowicę 16-zaworową (rys. 1).

Zastąpienie pompowtryskiwaczy elektronicznie sterowanymi wtryskiwaczami piezokwarcowymi umożliwiło otrzymanie zwartej konstrukcji głowicy. Przy utrzymaniu tego samego rozstawu cylindrów wynoszącego 88 mm w zmodernizowanym silniku głowica ma wysokość zaledwie 125 mm, a osie wałków rozrządu są oddalone od siebie tylko o 54,6 mm. Zawory umieszczone zostały pionowo, a ich uruchamianie następuje przez dźwigienki wyposażone w rolki, dzięki czemu uzyskano zmniejszenie strat mechanicznych.

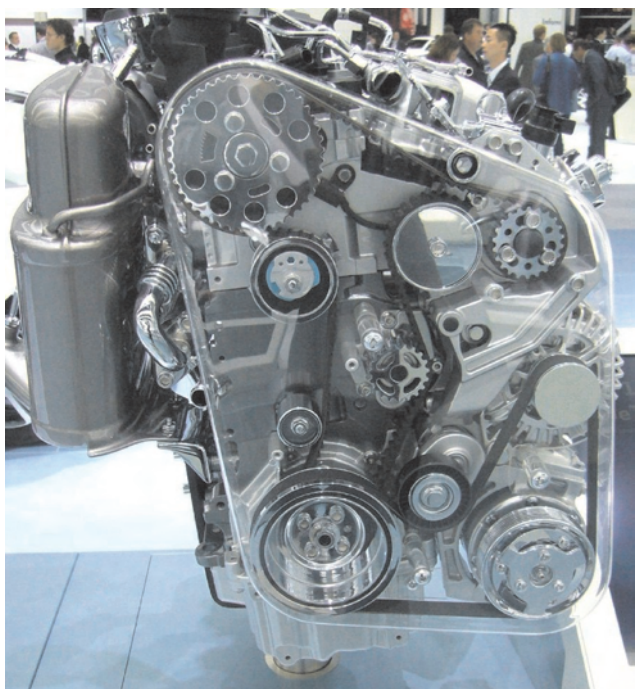
Kompaktowe wymiary głowicy, bardzo cienkie ścianki kanałów chłodzących oraz duża liczba elementów wchodzących w skład kompletnej głowicy, narzucają wiele wymagań związanych z zapewnieniem jej odpowiedniej trwałości. Chcąc uniknąć problemów występujących niekiedy w gło-

wicach silników poprzedniej generacji, podjęcie produkcji seryjnej poprzedzono badaniami symulacyjnymi oraz doświadczalnymi, prowadzonymi wspólnie z czterema różnymi zakładami, w których głowice są odlewane, oraz z czterema różnymi zakładami, w których głowice podlegają obróbce mechanicznej. W tych badaniach uwzględniono problemy histerezy odkształceń termicznych, a także przeprowadzono badania trwałościowe przy założonym ciśnieniu spalania wynoszącym 18 MPa.



Rys. 1. Głowica silnika Volkswagen 2.0 TDI CR [1]

Napęd układu rozrządu realizowany jest paskiem zębatym napędzającym wałek rozrządu zaworów wylotowych. Ten z kolei połączony jest z wałkiem zaworów dolotowych za pomocą przekładni zębatej o zębach prostych wyposażonej w układ kasowania luzów, co gwarantuje cichą pracę przekładni. W tym przypadku zastosowano dzielone na dwie części koło zębate wałka zaworów wylotowych. Oba wałki w celu zmniejszenia masy są puste w środku i są łożyskowane

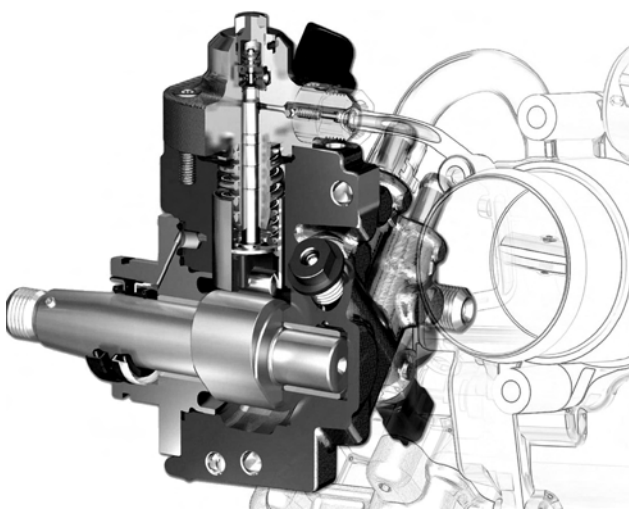


Rys. 2. Silnik Volkswagen 2.0 TDI CR od strony napędu rozrządu [5]

bezpośrednio w materiale głowicy i ramy wzmacniającej. Wałek zaworów dolotowych służy także do napędu nowego typu pompy podciśnienia, której konstrukcja pozwoliła na zmniejszenie strat mechanicznych.

W zmodernizowanym silniku zastosowano nowy system odpowietrzenia skrzyni korbowej z trzystopniowym systemem zatrzymywania oleju. Przyczynia się to nie tylko do zmniejszenia zużycia oleju, ale przede wszystkim do zmniejszenia emisji cząstek stałych powstających ze spalania oleju dostającego się do układu dolotowego.

Najważniejszym nowym systemem silnika jest układ zasilania *common rail* typu Bosch CRS 3.2. Zawiera on pompę wysokiego ciśnienia typu CP 4.1, która w przeciwieństwie do zwykle stosowanych pomp wielotłoczkowych ma tylko jedną sekcję tłoczącą, dzięki czemu zmniejszono straty tarcia o ok. 20% (rys. 3).



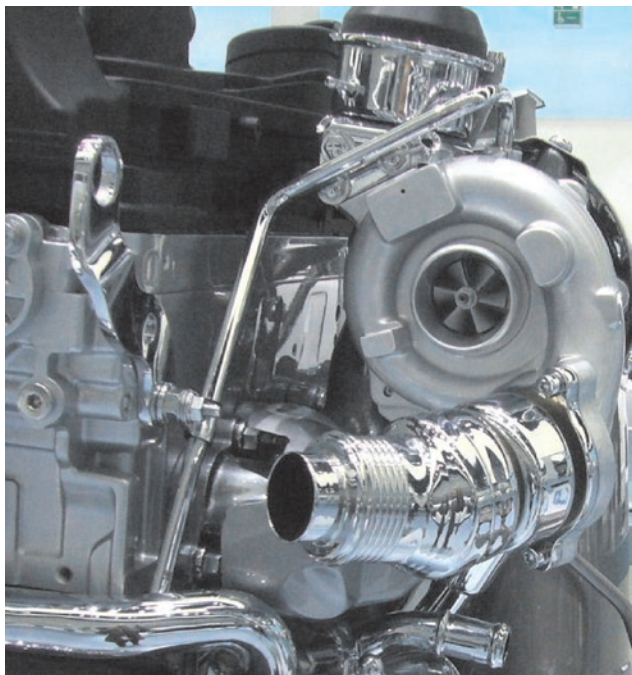
Rys. 3. Jednotłoczkowa pompa wysokiego ciśnienia typu Bosch CP 4.1 [1]

Wtrysk paliwa realizowany jest 8-otworkowymi, piezoelektrycznymi wtryskiwaczami, pozwalającymi na podział dawki wtryskiwanego paliwa na siedem części. Proces wtrysku pełnej dawki podzielonej na siedem części w zależności od trybu pracy może następować w czasie 300° obrotu wału korbowego. Zarówno liczba otworków, stopień rozpylenia paliwa, jak i zasięg wtryskiwanej strugi zostały dopasowane do kształtu nowej komory spalania. W miejsce stosowanej wcześniej komory typu Omega zastosowano nową komorę o większej średnicy i płaskim kształcie, której forma zapobiega tworzeniu się obszarów o bogatszej mieszance, bardziej skłonnej do tworzenia cząstek stałych podczas spalania.

W celu zwiększenia zawirowania powietrza napływającego do cylindrów, w układzie dolotowym zastosowano dwa oddzielne kanały dolotowe oraz system elektronicznie sterowanych przepustnic, których zadaniem jest zwiększenie prędkości przepływu powietrza w zakresie częściowego obciążenia silnika.

Zastosowana turbosprężarka z pneumatycznie sterowanym położeniem kierownic napływu spalin została po raz pierwszy wyposażona w tłumik pulsacji sprężanego powietrza, który został umieszczony w korpusie bezpośrednio

przy sprężarce. Jego zadaniem jest zmniejszenie szumów przepływu powietrza.



Rys. 4. Turbosprężarka z tłumikiem pulsacji sprężanego powietrza [5]

Zastosowanie stopnia sprężania o wartości 16,5 może stwarzać problemy z rozruchem nienagrzanego silnika. W związku z tym zastosowano rozrusznik o zwiększonej mocy, który podczas zimnego rozruchu gwarantuje prędkość obrotową silnika wynoszącą 450 obr/min. Ponadto zastosowano świece żarowe nowego typu z metalowym rdzeniem grzejnym (rys. 6).



Rys. 5. Moduł oczyszczania spalin [5]

Układ oczyszczania spalin składa się z katalitycznego reaktora utleniającego oraz filtra cząstek stałych. Są one szeregowo umieszczone we wspólnej obudowie, a całość zabudowana jest w formie modułu oczyszczania spalin bezpośrednio na silniku przy kolektorze wylotowym (rys. 4). W celu szybszego nagrzewania aktywnych powierzchni reaktora zastosowano metalowe rdzenie, zamiast zwykle stosowanych rdzeni ceramicznych. Rdzeń filtra otrzymał tzw. strefowe pokrycie katalityczne stopem platyny i paladu, dzięki czemu odznacza się dużą trwałością oraz małą bezwładnością cieplną i może prawidłowo działać w krótkim czasie po rozruchu zimnego silnika. Regeneracja filtra realizowana jest samoczynnie przez odpowiednie sterowanie składem mieszanki w celu uzyskania wymaganej temperatury, przy której następuje wypalanie cząstek zalegających na powierzchniach katalitycznych filtra.

Nowy silnik został również wyposażony w tzw. nisko-temperaturowy układ recyrkulacji spalin, który znacząco zmniejsza emisję tlenków azotu. Do chłodzenia spalin zastosowano chłodnicę typu ciecz–spaliny o maksymalnej mocy 8 kW, co uzyskano dzięki dodatkowej, elektrycznej pompie cieczy chłodzącej, powodującej szybszy przepływ cieczy przez chłodnicę.

W stosunku do poprzedniej wersji z zasilaniem pompowtryskiwaczami, nowy silnik odznacza się znacznie zmniejszoną głośnością pracy. Przyczynił się do tego zarówno nowy system zasilania silnika, jak i zastosowanie tłumika pulsacji powietrza oraz lepszej izolacji akustycznej całej jednostki napędowej.

3. Cechy konstrukcyjne silnika 2.0 TDI w wersji amerykańskiej

Jednym ze skutków światowego kryzysu ekonomicznego była w ostatnich dwóch latach zmiana preferencji na amerykańskim rynku samochodowym. Wzrost ceny paliw spowodował znaczące zainteresowanie pojazdami wyposażonymi w oszczędne źródła napędu. Początkowo nastąpił znaczny wzrost popularności pojazdów wyposażonych w hybrydowe układy napędowe. W krótkim czasie okazało się, że efekty zmniejszenia zużycia paliwa przez te pojazdy są odczuwalne jedynie w niektórych warunkach ruchu, w których można odzyskać energię hamowania i często korzystać z systemu „start-stop”, a silnik pracuje w warunkach nieustalonych. Odpowiada to zwykle eksploatacji w intensywnym ruchu miejskim, podczas gdy najczęściej pojazdów trafia do odbiorców na amerykańskiej prowincji, gdzie warunki ruchu są zupełnie inne. Z tych względów na kontynencie amerykańskim znacznie wzrosło zainteresowanie pojazdami wyposażonymi w silniki z zapłonem samoczynnym. Należy przy tym zaznaczyć, że ceny detaliczne oleju napędowego w USA są zbliżone do cen benzyny silnikowej, w związku z tym jedyną motywacją nabywców do zakupu pojazdu wyposażonego w silnik o zapłonie samoczynnym jest mniejsze zużycie paliwa.

Podstawowym warunkiem obecności tego typu pojazdów na rynku amerykańskim jest zagwarantowanie osiągnięć nie gorszych niż pojazdów z jednostkami benzynowymi oraz

spełnienie bardzo wymagających przepisów dotyczących emisji toksycznych składników spalin. Specjalne wymagania dotyczą też funkcjonowania systemu diagnostyki pokładowej OBD (ang. *On-Board Diagnostic*), dla której ustalone zostały bardzo niskie wartości progowe, przy których silnik przechodzi w stan awaryjnej pracy. Powyższe wymagania dotyczą w szczególności stanów, w których obowiązują normy kalifornijskie. Innym poważnym problemem jest bardzo zróżnicowana jakość oleju napędowego oferowanego na kontynencie amerykańskim. Dotyczy to zarówno właściwości paliwa istotnych z punktu widzenia procesu spalania w silniku, jak i składu chemicznego, a szczególnie obecności siarki w paliwie.

Przy takich uwarunkowaniach firma Volkswagen jest jednym z nielicznych producentów samochodów, który od kilku lat z powodzeniem oferuje samochody osobowe wyposażone w silniki tego typu. W miejsce dotychczas oferowanego na rynku USA, Kanady i Meksyku silnika 1.9 TDI zasilanego pompowtryskiwaczami, montowanego w modelach Jetta i New Beetle, w 2008 r. został opracowany silnik 2.0 TDI przeznaczony do samochodów osobowych oferowanych na rynku amerykańskim. Ten silnik zasilany jest systemem wtrysku paliwa typu *common rail* i spełnia najostrzejsze normy emisji BIN5/LEV II. Podstawę konstrukcyjną tej nowej jednostki napędowej stanowił silnik 2.0 TDI oferowany na rynku europejskim, który spełnia wymagania normy Euro 5.

W celu osiągnięcia zamierzonego efektu i spełnienia wymagań normy BIN5/LEV II zastosowano zarówno zmiany w systemie spalania, jak i w systemie oczyszczania spalin.

Przebieg spalania został zmodyfikowany w nowym silniku przez wprowadzenie innego typu wtryskiwaczy i modyfikację pompy wysokiego ciśnienia zasilającej szynę ciśnieniową. Zmieniono także przebieg dawkowania paliwa oraz wprowadzono dwuobiegowy system recyrkulacji spalin.

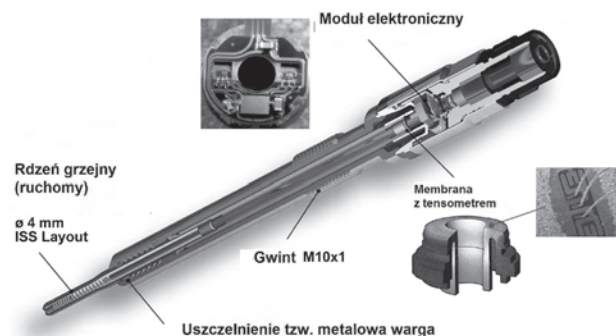
Modyfikacje piezoelektrycznych wtryskiwaczy dotyczyły zmniejszenia średnicy otworków rozpylacza (z średnicy 0,123 mm na 0,117 mm) i zmniejszenia ich długości (do 0,85 mm) przy jednoczesnym zwiększeniu ciśnienia wtrysku paliwa w całym zakresie pracy silnika. W ten sposób uzyskano lepsze rozpylenie paliwa oraz zwiększono zasięg strugi i zmniejszono możliwość koksowania paliwa na powierzchni rozpylacza, a wprowadzone zmiany nie spowodowały zwiększenia głośności pracy silnika. Ponadto struga wtryskiwanego paliwa, w postaci stożka o kącie 162°, została lepiej dopasowana do kształtu komory spalania. Uzyskany efekt był możliwy dzięki wprowadzeniu nowej technologii wytwarzania wtryskiwaczy, znanej pod nazwą EDM (*Electrical Discharge Machining*), która umożliwiła uzyskanie odpowiedniej tolerancji wykonania zaprojektowanej geometrii otworków.

Układ sterowania silnika został dopasowany do nowej strategii wtrysku paliwa. Podobnie jak w silniku bazowym dawka jest wtryskiwana w siedmiu częściach, przy czym w nowym silniku zmniejszono wielkość pierwszej dawki pilotującej i powtrysku oraz zwiększono dokładność dozo-

wania, szczególnie w zakresie małego obciążenia silnika, kiedy dawki wtryskiwanego paliwa są najmniejsze. Nowa strategia wtrysku przewiduje ponadto krótszy odstęp czasu pomiędzy dawką pilotującą a dawką następną oraz realizację powtrysku w postaci dwóch małych dawek następujących po sobie w krótkim odstępie czasu. Takie działanie sprzyja stabilności rozwoju płomienia oraz zmniejszeniu powstawania sadzy i tlenków azotu w pierwszej fazie spalania, natomiast w ostatniej fazie spalania sprzyja utlenianiu sadzy w szerokim zakresie pracy silnika. W efekcie uzyskano ponad 20-procentowe zmniejszenie emisji cząstek stałych oraz znaczące zmniejszenie stężenia węglowodorów zawartych w surowych spalinach.

W silniku 2.0 TDI spełniającym normy emisji BIN5/LEV II po raz pierwszy zastosowano system indywidualnego sterowania procesem spalania zależny od wartości ciśnienia spalania w poszczególnych cylindrach.

Do pomiaru ciśnienia czynnika w komorze spalania wykorzystano zmodyfikowane świece żarowe, wyposażając je w tzw. ruchomy rdzeń grzejny. W zależności od chwilowej wartości ciśnienia w cylindrze ruchomy rdzeń grzejny świecy przemieszcza się, a jego ruch jest przenoszony na membranę z czujnikami tensometrycznymi, wyposażonymi w system kompensacji termicznej. Membrana umieszczona jest w górnej części świecy żarowej, przez co nie jest bezpośrednio narażona na działanie ciśnienia oraz na działanie wysokiej temperatury. Pomiar wykorzystywany jest do obliczenia ciśnienia indykowanego w każdym obiegu na podstawie zmierzonej wartości maksymalnego ciśnienia oraz położenia względem górnego zwrotnego położenia. Tego typu pomiar i obliczenia prowadzone są w czasie rzeczywistym w każdym z cylindrów. W zależności od wyników obliczeń dobierane są sekwencje dawkowania paliwa do cylindra, co umożliwia kontrolę przebiegu spalania. Wymiernym efektem jest możliwość znacznego zmniejszenia emisji tlenków azotu i cząstek stałych, a także zapewnienie prawidłowej pracy silnika na paliwie o gorszej jakości (np. o mniejszej liczbie cetanowej).



Rys. 6. Świeca żarowa silnika 2.0 TDI spełniającego amerykańskie normy emisji BIN5/LEV II [2]

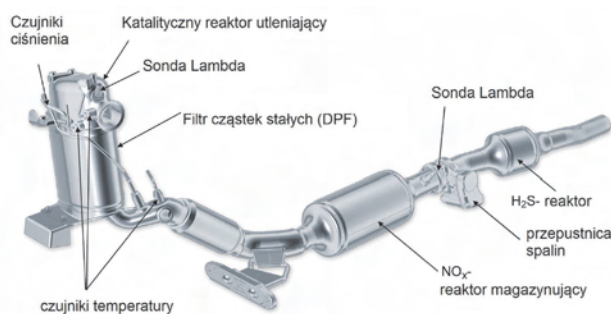
Przyjęty sposób oceny przebiegu spalania pozwala na zastosowanie innych czynności regulacyjnych w zależności od wartości ciśnienia w pojedynczym cyklu pracy. Ten system wykorzystuje się do kompensacji indywidualnych

sygnałów sterujących w każdym z cylindrów w zależności od niedokładności pomiaru dawki wtryskiwanego paliwa, niedokładności wykonania systemu spalania, jakości paliwa, czy też od różnych zmiennych wielkości wpływających na wartość ciśnienia indykowanego. Taki sposób kontroli systemu spalania może stanowić podstawę do stosowania w określonych przedziałach pracy silnika homogenizacji mieszanki palnej.

W celu zmniejszenia emisji tlenków azotu w surowych spalinach zastosowano nowy system recyrkulacji spalin złożony z układu nisko- i wysokociśnieniowej recyrkulacji. W systemie niskociśnieniowym spaliny są pobierane z układu wylotowego za filtrem cząstek stałych, następnie są oczyszczane w katalitycznym reaktorze utleniającym, chłodzone w chłodnicy o mocy 8 kW i doprowadzane do strefy mieszania ze strumieniem powietrza napływającego do sprężarki. W przypadku zbyt małej wartości ciśnienia spalin w układzie wylotowym, jego wartość jest podnoszona za pomocą przepustnicy regulacyjnej, umieszczonej w układzie wylotowym. Układ niskociśnieniowej recyrkulacji spalin nie wpływa na zmniejszenie entalpii spalin napędzających turbinę, stwarza możliwość dobrego wymieszania spalin z powietrzem napływającym do silnika i przyczynia się do zmniejszenia emisji tlenków azotu w szerokim zakresie pola pracy silnika. W zakresie większego obciążenia niskociśnieniowa recyrkulacja spalin jest uzupełniana recyrkulacją wysokociśnieniową, dzięki czemu możliwe jest uzyskanie dużego stopnia recyrkulacji spalin bez występowania strat napełnienia cylindra. System recyrkulacji wysokociśnieniowej jest również wykorzystywany do stabilizacji termicznej ładunku podczas pracy silnika w skrajnie niskiej temperaturze otoczenia.

System oczyszczania spalin zawiera seryjny moduł składający się z katalitycznego reaktora utleniającego i z filtra cząstek stałych oraz dodatkowo z reaktora okresowo magazynującego tlenki azotu. Uzupełnieniem systemu oczyszczania spalin, specyficznym dla rynku amerykańskiego, gdzie oferowany olej napędowy często zawiera siarkę, jest dodatkowy reaktor katalityczny oczyszczający spaliny z siarkowodoru H_2S , powstającego podczas odsiarczania reaktora magazynującego tlenki azotu. W systemie oczysz-

czania spalin umieszczono dwie szerokopasmowe sondy lambda, z których pierwsza, umieszczona przed reaktorem utleniającym odpowiada za odpowiedni skład spalin z punktu widzenia pracy katalitycznego reaktora magazynującego. Współpracuje ona z drugą sondą lambda, umieszczoną za reaktorem magazynującym, która z kolei nadzoruje proces regeneracji reaktora. Uzupełnieniem systemu oczyszczania są trzy czujniki temperatury przekazujące sygnały do systemu diagnostyki pokładowej OBD oraz systemów regeneracji reaktora magazynującego.



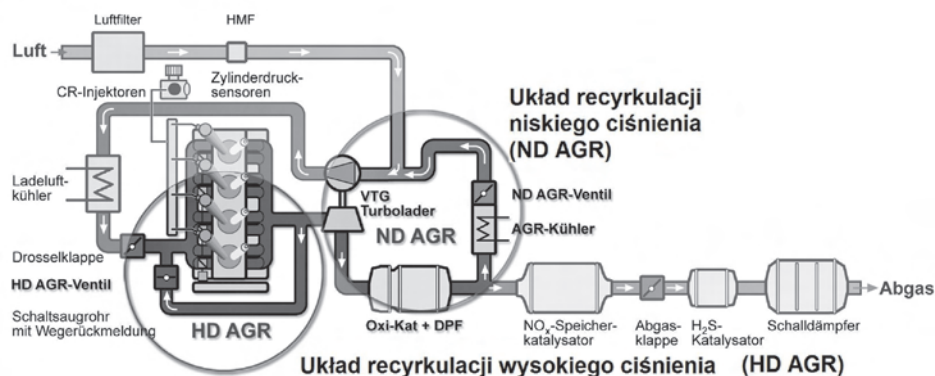
Rys. 8. Układ oczyszczania spalin silnika 2.0 TDI spełniającego amerykańskie normy emisji BINS/LEV II [2]

Proces regeneracji filtra cząstek stałych odbywa się przy zasilaniu silnika ubogą mieszanką w temperaturze ok. $650^{\circ}C$. W osiągnięciu wymaganej temperatury regeneracji pomagają egzotermiczne reakcje zachodzące w reaktorze utleniającym.

Regeneracja reaktora magazynującego tlenki azotu odbywa się z kolei podczas chwilowego wzbogacenia mieszanki w temperaturze $250\text{--}450^{\circ}C$. Czynnikiem redukującym tlenki azotu są wówczas zawarte w spalinach węglowodory HC, tlenek węgla CO oraz wolny wodór H_2 .

Specyficzną cechą systemu oczyszczania spalin w układzie wylotowym silnika 2.0 TDI przeznaczonego na rynek amerykański jest konieczność stosowania okresowego odsiarczania reaktora magazynującego tlenki azotu. Siarka zawarta w paliwie tworzy w procesie spalania siarczany powodujące z czasem powolną dezaktywację katalitycznych powierzchni reaktora magazynującego. Siarczany charak-

teryzują się dużą stabilnością termiczną, a ich redukcja w procesie odsiarczania jest możliwa dopiero po przekroczeniu temperatury $620^{\circ}C$. W związku z tym proces odsiarczania przeprowadzany jest okresowo, przez wzbogacenie mieszanki, powodując chwilowy wzrost temperatury powyżej $620^{\circ}C$. Osiągnięcie tak wysokiej temperatury w reaktorze magazynującym jest możliwe dzięki dodatkowej dawce wtrysniętego paliwa pod koniec procesu spalania. W tym okresie paliwo nie



Rys. 7. Schemat układu recyrkulacji spalin – niskiego ciśnienia (ND AGR, niem. Niederdruck AbGasRezirkulation) i wysokiego ciśnienia (HD AGR, niem. Hochdruck AGR) [2]

wchodzi już w reakcję z pozostałością tlenu w spalinach, dzięki czemu nie następuje wzrost temperatury spalin stwarzający niebezpieczeństwo uszkodzenia turbosprężarki, natomiast proces utleniania zachodzi dopiero w reaktorze utleniającym, zwiększając temperaturę do wartości powyżej 620°C. W wyniku redukcji siarczanów powstaje siarkowodor H_2S , który z kolei w dodatkowym reaktorze jest zamieniany na dwutlenek siarki SO_2 .

System oczyszczania spalin jest ściśle powiązany z układem zasilania, a całość jest stale nadzorowana przez układ sterowania silnika.

Zgodnie z wymaganiami amerykańskich norm, każdy z etapów oczyszczania spalin musi podlegać ocenie przez system diagnostyki pokładowej OBD. Działanie reaktora utleniającego jest oceniane przez sygnały z czujników temperatury odbierane podczas egzotermicznych reakcji zachodzących w czasie regeneracji filtra cząstek stałych. Z kolei informacje o prawidłowym działaniu reaktora magazynującego pochodzą z analizy sygnału obu sond lambda podczas regeneracji reaktora.

Spełnienie wymagań stawianych na rynku amerykańskim pojazdom wyposażonym w silniki z zapłonem samoczynnym nie jest prostym zadaniem, dlatego stworzenie w firmie Volkswagen wersji silnika 2,0 TDI dostosowanego do wymagań normy BIN 5/LEV II należy uznać za duży sukces, zwłaszcza biorąc pod uwagę złą jakość oleju napędowego oferowanego na tym rynku.

4. Cechy konstrukcyjne silnika 2.0 TDI spełniającego wymagania normy Euro 6

Podobnie jak w przypadku silnika 2.0 TDI dostosowanego do amerykańskiej normy BIN 5/LEV II, również w wersji tej jednostki dostosowanej do normy Euro 6 podstawowym zadaniem jest zmniejszenie emisji tlenków azotu. Wynika to z faktu, że w stosunku do normy emisji Euro 5 następna z kolei norma Euro 6 przewidywana do wprowadzenia w 2014 r. zakłada zmniejszenie emisji tlenków azotu o ponad 50%. Przy opracowywaniu wersji silnika przeznaczonego na rynek amerykański należało wziąć pod uwagę inne czynniki, niż dla silnika przeznaczonego do eksploatacji w Europie. W pierwszym przypadku należało uwzględnić złą jakość oleju napędowego, jego zanieczyszczenie, jak również stan infrastruktury technicznej i przyzwyczajenia nabywców. Z tego względu na rynek amerykański opracowano silnik, który nie wymaga dodatkowych czynności obsługowych i jest wyposażony w system odporny na skutki używania paliwa o gorszej jakości.

Na rynku europejskim można było skorzystać z doświadczeń zdobytych podczas eksploatacji pojazdów ciężarowych, w których powszechnie stosowane jest zmniejszanie emisji tlenków azotu metodą selektywnej redukcji katalitycznej (SCR), przy wykorzystaniu do tego powszechnie dostępnego w Europie wodnego roztworu mocznika o handlowej nazwie AdBlue.

Tę metodę, wraz z niezbędnymi zmianami w systemie sterowania, wprowadzono w silniku VW 2.0 TDI spełniającym wymagania normy Euro 6, który pod handlową

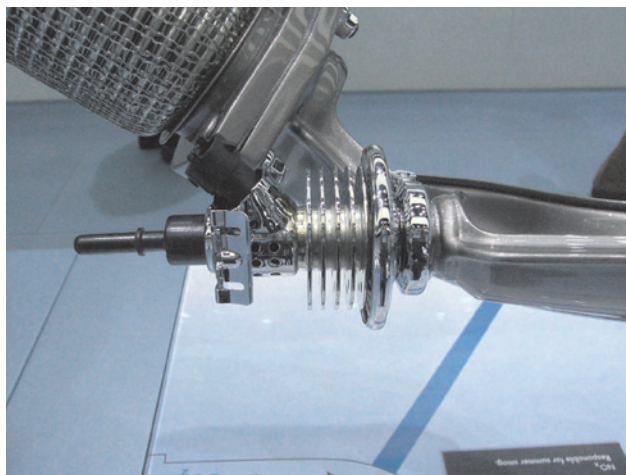
nazwą BlueTDI jest już oferowany w wybranych modelach przeznaczonych na rynek europejski.

W systemie oczyszczania spalin pozostawiono seryjny moduł, znany z podstawowej wersji silnika i składający się z katalitycznego reaktora utleniającego i z filtra cząstek stałych. Wprowadzono natomiast dodatkowo katalityczny reaktor SCR oraz zawór dawkowania AdBlue, a w bagażniku samochodu umieszczono zbiornik AdBlue o objętości 17 dm³.



Rys. 9. Reaktor SCR silnika 2.0 BlueTDI [5]

Zastosowany czynnik redukujący AdBlue jest 32,5-procentowym eutektycznym roztworem wodnym mocznika, który jest cieczą niepalną i dość szybko ulega rozkładowi w środowisku, natomiast wchodzi w reakcje z niektórymi materiałami konstrukcyjnymi. Z tego względu zwrócono uwagę na odpowiedni dobór materiałów mających bezpośredni kontakt z tym czynnikiem, stosując części wykonane z polimerów lub niektórych stali stopowych, a unikając stali konstrukcyjnej, stopów cynku lub miedzi. Innym problemem jest zapewnienie płynności roztworu w niskiej temperaturze, ponieważ poniżej temperatury $-11,5^{\circ}C$ roztwór krystalizuje się, w związku z tym przewidziano specjalny system ogrzewania. Po każdym wyłączeniu silnika czynnik ponownie wraca do zbiornika, pozostawiając puste zarówno przewody doprowadzające, jak i zawór wtrysku AdBlue. Problemem jest również utrata właściwości AdBlue pod wpływem temperatury wyższej niż $40^{\circ}C$, ponieważ rozpoczyna się jego powolny rozkład na amoniak i dwutlenek węgla.

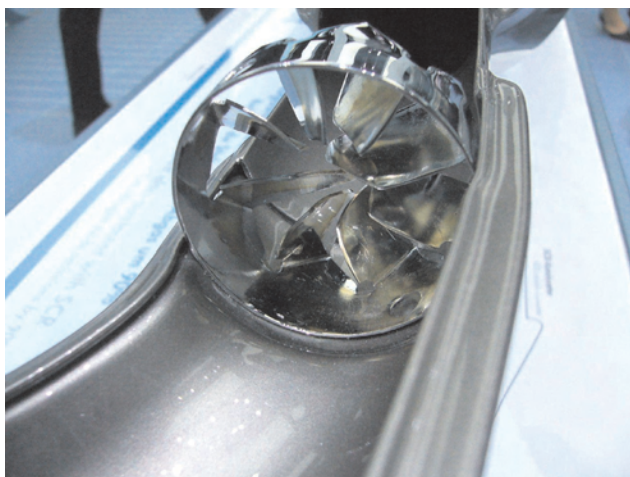


Rys. 10. Zawór wtrysku AdBlue [5]

Z tego powodu zbiornik AdBlue jest izolowany termicznie i dodatkowo wyposażony jest w zawór upustowy, natomiast układ sterujący stale nadzoruje wartość temperatury i ciśnienia w zbiorniku.

Czynnik redukujący AdBlue jest podawany do układu wylotowego przez elektronicznie sterowany zawór dawkujący, przy średnim ciśnieniu dawkania wynoszącym 5 bar.

Korzystając ze specjalnie uformowanego fragmentu układu wylotowego, czynnik może być wtryskiwany w środek strumienia przepływających spalin, co zapobiega jego odkładaniu na ściankach i przyspiesza proces wymieszania i odparowania. Ponadto, bezpośrednio za zaworem, w tzw. strefie mieszania, umieszczono element powodujący zawrócenie strumienia spalin, przyspieszając tym wymieszanie i odparowanie AdBlue przed wejściem do reaktora SCR. Użycie tego typu mieszalnika gwarantuje równomierne pokrycie przekroju reaktora przez strumień spalin wymieszanych z czynnikiem redukcyjnym, co znacząco zwiększa efektywność redukcji.



Rys. 11. Mieszalnik AdBlue w układzie wylotowym silnika 2.0 BlueTDI [5]

Ze względu na proces redukcji w reaktorze SCR ważna jest wzajemna relacja w udziale NO i NO₂ w spalinach. Z tego też względu materiał i pokrycie katalityczne reaktora utleniającego i filtra cząstek stałych są nieco inne niż w reaktorach silnika spełniającego normę Euro 5. W układzie zawierającym reaktor SCR wielkość pokrycia katalitycznego a także stosunek masy platyny do palladu są tak dobrane, aby w procesie utleniania oraz regeneracji filtra nie powstawało zbyt dużo NO₂.

Proces selektywnej redukcji katalitycznej zachodzi w metalowo-zeolityowym reaktorze SCR. Ze względu na konieczność zapewnienia aktywnej pracy reaktora w temperaturze poniżej 250°C, która jest typowa dla eksploatacji pojazdu w ruchu miejskim, bardzo ważny jest odpowiedni dobór materiału katalitycznego reaktora. W tym przypadku wybrane zostało pokrycie katalityczne Cu-zeolit, ponieważ badania redukcji tlenków azotu w teście NEDC wykazały przewagę tego materiału nad stosowanym często materiałem Fe-zeolit. Ponadto pokrycie katalityczne Cu-zeolit odznacza

się dużą odpornością na wysoką temperaturę i zachowuje swe walory przy pracy w temperaturze do 600°C podczas przebiegu pojazdu 160 tys. km.

Wszystkie wymienione zmiany konstrukcyjne dały efekt w postaci spełnienia z nadmiarem wymagań normy Euro 6, które będą obowiązywać dopiero po 2014 r. Należy także zaznaczyć, że dzięki rozwiązaniu problemu emisji tlenków azotu w silniku spełniającym normę emisji Euro 6 możliwe było zwiększenie mocy silnika o 2 kW w stosunku do standardowej wersji Euro 5.

5. Wnioski

Przytoczony wyżej przykład, w którym nowoczesny silnik w krótkim okresie po pierwszej prezentacji podlega dalszemu rozwojowi świadczy o dużym potencjale, który jeszcze tkwi w tego typu maszynach cieplnych. W tym przypadku rozwój nastąpił w kierunku spełnienia nowych, bardzo wymagających norm emisji toksycznych składników spalin, jakimi są: amerykańska norma BIN 5/LEV II lub europejska Euro 6. Udowodniono, że ten potencjał rozwojowy tkwi zarówno w konstrukcji samego silnika, jak też w metodach oczyszczania spalin poza silnikiem. W przypadku silnika oferowanego na rynku amerykańskim uwzględniono ponadto specyficzne warunki eksploatacji oraz jakość oferowanego tam paliwa. Na uznanie zasługuje także prowadzenie prac rozwojowych na długo przed wprowadzeniem kolejnej normy emisji spalin, co pozwala producentowi silników na lepsze przygotowanie się do podjęcia seryjnej produkcji oraz stanowi pomoc dla ustawodawców w opracowywaniu następnych regulacji prawnych. W podsumowaniu należy stwierdzić, że wszelkie opinie wskazujące na osiągnięcie już kresu rozwoju przez współczesne silniki spalinowe nie znajdują potwierdzenia w praktyce.

Literatura

- [1] Rudolph F., Hadler J., Engler H.-J., Röpke S.: Der neue 2.0l 4V TDI mit Common-Rail–Moderne Dieseltechnologie von Volkswagen, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007.
- [2] Hadler J., Rudolph F., Dorenkamp R., Stehr H., Düsterdiek T., Hilzenderger J., Mannigel D., Kranzusch S., Veldten B., Kösters M., Specht A.: Der neue 2.0l TDI-Motor von Volkswagen zur Erfüllung niedrigster Abgasgrenzwerte, 29. Internationales Wiener Motorensymposium 2008.
- [3] Dorenkamp R., Hadler J., Rudolph F., Bühren F., Düsterdiek T., Gehrke V., Kösters M., Kuiken S.R., Schütte T.: Der neue 2.0l TDI-Motor von Volkswagen zur Erfüllung niedrigster Abgasgrenzwerte in Europa, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008.
- [4] Fabryczne materiały informacyjne – Volkswagen AG.
- [5] Materiały własne autora.

Mr. Marek Brzeźański, DSc., DEng. – Deputy Manager of the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Brzeźański – wicedyrektor Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: mbrzez@usk.pk.edu.pl

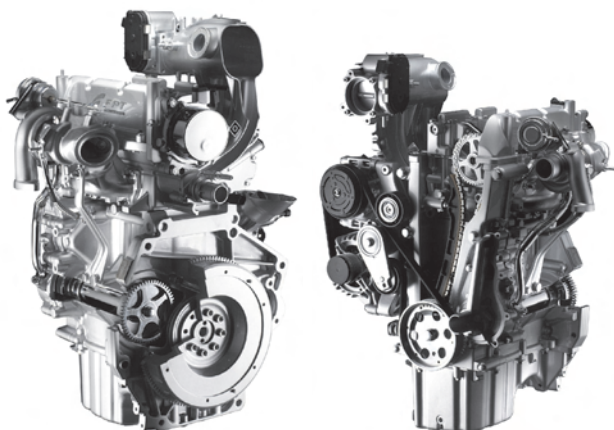


Aktualności

Silniki o ZI

Silnik Fiata TWIN AIR o mocy 85 KM

W czasie Salonu Samochodowego w Genewie Fiat zaprezentował nowy silnik z rodziny Twin Air. Jest to 2-cylindrowa jednostka z zapłonem iskrowym wykorzystująca rewolucyjny system rozrządu elektro-hydraulicznego typu Multiair, obejmujący zoptymalizowany pod względem przepływowym system wymiany ładunku i zapewniający bardzo dobrą sprawność energetyczną. Silniki tej rodziny są doskonałym przykładem *downsizingu* i poprawy właściwości ekologicznych; przy rozwijanych mocach w zakresie 65–105 KM emisja CO₂ jest mniejsza niż w przypadku innych silników tej mocy o ok. 30%.



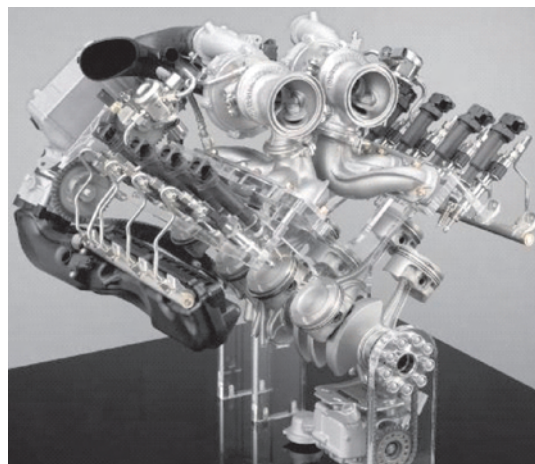
Silnik jest wyposażony w nowoczesny system doładowania zapewniający osiągnięcie maksymalnego momentu obrotowego już od małych prędkości obrotowych. Do eliminacji drgań silnika stosowane są dwa wałki wyrównowążące, dzięki którym drgania będą mniejsze niż w jednostce 4-cylindrowej.

Zaprezentowany silnik będzie zastosowany w sierpniu tego roku w modelu Fiat 500. Będzie to jednostka o pojemności skokowej 900 cm³ i mocy 85 KM wykazująca rewelacyjnie niską emisję CO₂ równą 95 g/km. W porównaniu do dotychczasowego silnika 1.2 8V zużycie paliwa będzie mniejsze o 15% przy mocy zwiększonej o 25%. Jednocześnie nowy silnik będzie wyraźnie krótszy (o 23%) i lżejszy (o 10%). W niedługim czasie przewiduje się nowe jego wersje: dostosowaną do spalania metanu oraz drugą – przewidzianą do współpracy z napędem hybrydowym i z odzyskiem energii hamowania pojazdu.

www.fiatpress.com

BMW wprowadza silnik Twinturbo zamiast V10

BMW w nowym modelu M5 zdecydowało o zastąpieniu silnika V10 nową jednostką V8 Twin-turbo. Posunięcie to jest zgodne z tendencją *downsizingu*. Nowy silnik jest wyposażony w bezpośredni wtrysk paliwa.



Silnik o pojemności skokowej 4,395 dm³ rozwija moc 655 KM. Jego maksymalny moment obrotowy wynosi 680 N·m i jest rozwijany w zakresie prędkości obrotowej od 1500 do 5650 obr/min ($N_N = 482$ kW, $N_l = 109,6$ kW/dm³, $N_{cyl} = 60,2$ kW/cyl, $p_{e-max} = 1,94$ MPa). Przeniesienie napędu odbywa się za pośrednictwem dwusprzęgłowej skrzyni biegów o siedmiu przełożeniach.

Oprac. na podst. www.bmw.com

Trzycylindrowy silnik Porsche

Dyrektor firmy Porsche, odpowiedzialny za rozwój modelu Boxster, Hans-Jurgen Wohler stwierdził, że istnieje możliwość wprowadzenia turbodoładowanej, trzycylindrowej jednostki w przyszłej generacji tego modelu. Moc takiego silnika wynosiłaby ok. 200 KM, natomiast emisja CO₂ zostałaby ograniczona do 180 g/km.

Decyzję taką mogą wymusić nowe przepisy europejskie dotyczące emisji flotowej, szczególnie w sytuacji, gdy firma Porsche stała się własnością firmy Volkswagen Group. Obecne przepisy wymagają od producentów mniej niż 300 tysięcy pojazdów rocznie, redukcję emisji CO₂ o 25% do 2012 roku, w stosunku do wyników osiągniętych w 2006 roku. Od większych producentów oczekuje się redukcji CO₂ aż do 120 g/km. Model Boxster może stać się w firmie Porsche swego rodzaju testem możliwości marki sprostania tym wymaganiom.

Oprac. na podst. www.porsche.com

Nowy silnik Volvo

Nowy silnik firmy Volvo może stanowić przykład *downsizingu*. Ta 4-cylindrowa jednostka o pojemności 2,0 dm³ została wyposażona w nowoczesny układ turbodoładowania, bezpośredni wtrysk benzyny typu GTDI (*Gasoline Turbocharged Direct Injection*), dwa wałki rozrządu. Rozwija ona moc 203 KM, a moment obrotowy 300 N·m przy 1750 obr/min ($N_N = 147 \text{ kW}$, $N_l = 73,5 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 36,8 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 1,26 \text{ MPa}$). Maksymalna moc jest zbliżona do mocy rozwijanej przez większy pięciocylindrowy, 2,5-litrowy silnik Volvo, ale zużycie paliwa jest wyraźnie mniejsze.

Nowy system turbodoładowania został opracowany w ramach współpracy Volvo Cars z Borg-Warner Turbo i firmą Benteler Automotive – producentem komponentów stalowych. Jego podstawą jest turbosprężarka – obecnie najmniejsza jednostka tego typu na rynku (w stosunku do maksymalnej mocy silnika). Obudowa turbiny w nowym silniku została wbudowana w rozgałęziony przewód rurowy. Volvo już wcześniej stosowało podobne rozwiązanie, jednakże najnowszy zespół turbodoładowania został wykonany całkowicie z blachy stalowej, co stanowi nowość w skali światowej.



Nowy silnik wykorzystuje układ zmiennych faz rozrządu (VVT) dla obu wałków rozrządu, co zapewnia dobre napełnienie cylindrów niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Regulacja momentu otwarcia zaworów silnika odbywa się przez otwieranie i zamykanie zaworów sterujących ciśnieniem oleju oraz sterowaniem jego przepływu w układzie zmiany faz rozrządu do chwili uzyskania pożądanego odchylenia kąтового pomiędzy zewnętrznym i wewnętrznym elementem sterującym wałka rozrządu. Zakres pracy turbosprężarki został tak dobrany, że zaczyna ona dostarczać duże ciśnienie doładowania już przy małych

prędkościach obrotowych, co umożliwia szybką reakcję na zmiany obciążenia silnika.

Wszystkie te rozwiązania zapewniają mniejsze zużycie paliwa i mniejszą emisję spalin niż w przypadku rozwiązań dotychczasowych, a przy tym zapewniają płynne przyspieszanie i dobre właściwości jezdne, nawet przy małych prędkościach obrotowych silnika.

Oprac. na podst. www.volvo.com

Mercedes SLS AMG

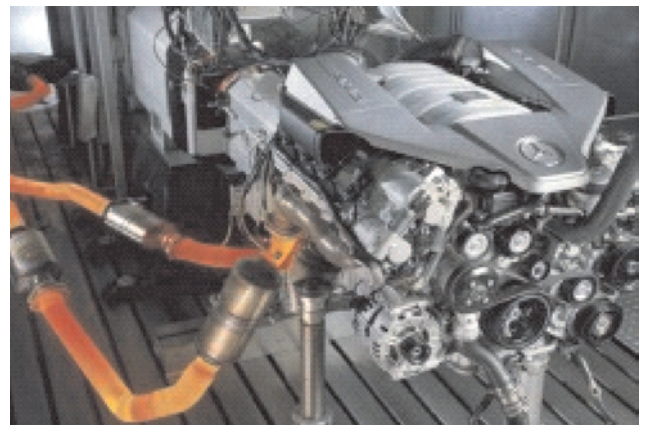
W ostatnim okresie silnik o zapłonie iskrowym o pojemności skokowej 6,3 dm³ wykonany przez firmę AMG przeszedł wiele istotnych zmian. Producent zastosował całkowicie nową konstrukcję układu dolotowego, przebudował rozrząd zaworowy i wałki rozrządu, a także zastosował zoptymalizowane pod względem przepływu kolektory z rur stalowych oraz zwiększył przepustowość układu wydechowego. Dzięki temu 8-cylindrowa jednostka rozwija moc 571 KM ($N_N = 482 \text{ kW}$, $N_l = 66,7 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 52,5 \text{ kW/cyl}$), a maksymalny moment obrotowy wynosi 650 N·m.



Oprac. na podst. www.mercedes-benz.com

Nowy silnik AMG V8 5,5 dm³

Jak podały władze koncernu Daimler, już za dwa lata silnik pracujący w aktualnych wersjach gamy modelowej AMG będzie zastąpiony przez mniejszą jednostkę. W nowym silniku będzie zachowany widlasty układ ośmiu cylindrów, a jego pojemność będzie zmniejszona do 5,5 dm³. Będzie



w nim zastosowana technologia twin-turbo, która spowoduje wzrost mocy i pozwoli jednocześnie na zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa oraz emisji CO₂.

Nowy silnik będzie zaprezentowany podczas Salonu Samochodowego w Paryżu w 2010 r. Nie podano jeszcze wskaźników operacyjnych planowanego silnika: jednostka, która obecnie pracuje w modelu E63 AMG wytwarza moc 525 KM (386 kW) oraz moment obrotowy 630 N·m, natomiast jeszcze większy silnik pracujący w SL65 AMG Black Series rozwija moc 661 KM (486 kW) oraz moment obrotowy 1000 N·m.

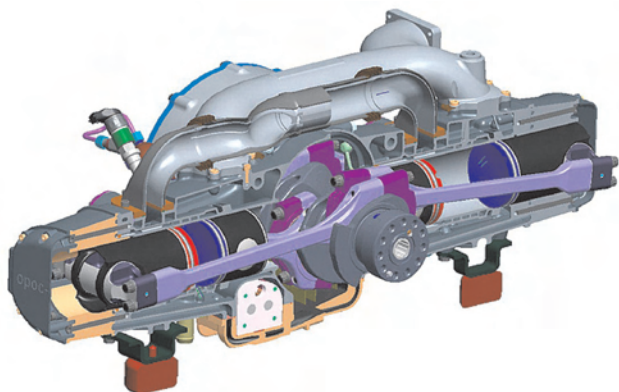
Oprac. na podst. www.mercedes-benz.com

Dwusuwowy silnik z wymuszonym samozapłonem firmy Grail – FS-HCCI

Firma Grail Engine Technologies opracowała silnik dwusuwowy, w którym zastosowano system spalania o wymuszonym samozapłonie typu FS-HCCI (*Forced Semi-Homogeneous Charged Compression Ignition*).

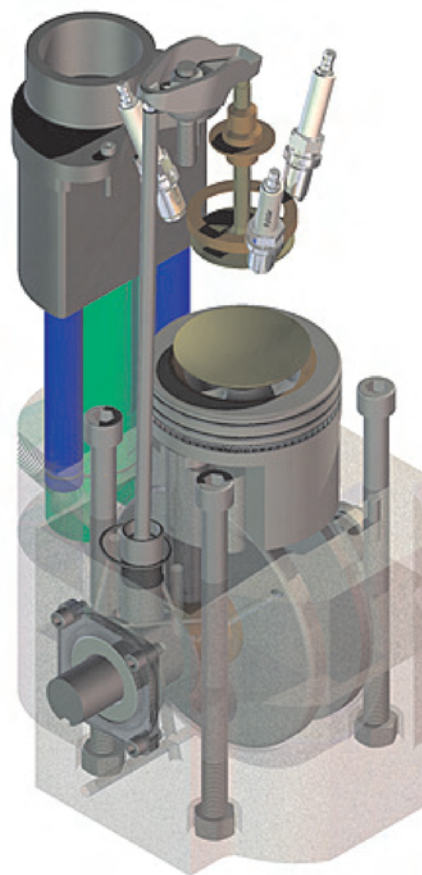
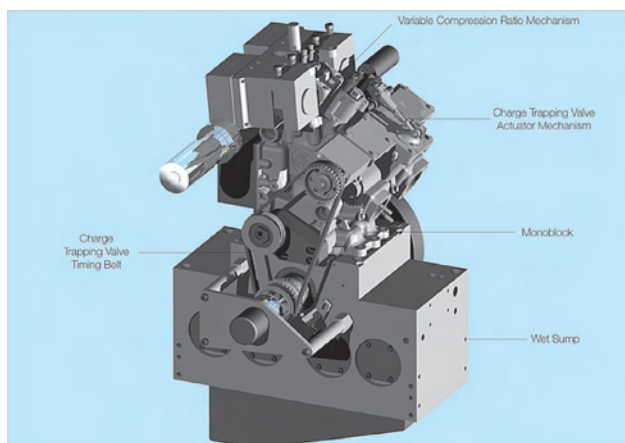
W typowym systemie spalania HCCI dobrze wymieszana mieszanka paliwowo-powietrzna jest sprężana do chwili, w której jej temperatura osiągnie poziom temperatury samozapłonu. Spalanie rozwija się gwałtownie, ma charakter spalania objętościowego i dzięki temu uzyskuje się nawet 20% do 30% wzrostu sprawności silnika w stosunku do tradycyjnego silnika ZI, jednocześnie bez zwiększonej emisji NO_x i PM typowej dla silników ZS. Trudności w zastosowaniu systemu HCCI dotyczą niedostatecznej kontroli nad przebiegiem procesu, ograniczonego zakresu mocy i niecałkowitego spalania.

Silnik firmy Grail pracuje w cyklu dwusuwowym. Jest wyposażony w tłok z zaworem sterującym i otwory dolotowe tłoka. Proces dolotu świeżego ładunku do cylindra rozpoczyna się, gdy tłok podnosi się przez wytworzenie podciśnienia w skrzyni korbowej poniżej tłoka i zaworu sterującego tłoka. Jednokierunkowy zawór dolotowy (IRVTP) otwiera się w celu umożliwienia przepływu powietrza atmosferycznego do skrzyni korbowej. Gdy tłok osiąga GMP, system bezpośredniego wtrysku paliwa dostarcza dawkę paliwa. Zapłon powstaje dzięki wyładowaniu elektrycznemu na świecy zapłonowej.



Rozprężanie wymusza ruch tłoka w dół i jednocześnie sprężanie powietrza w skrzyni korbowej. Krótko przed osiągnięciem przez tłok DMP, zawór wylotowy otwiera się

za pomocą standardowego mechanizmu układu rozrządu (jeden raz na obrót wału korbowego). Sprężone powietrze w skrzyni korbowej przedostaje się przez otwory dolotowe tłoka, tłok i przez zawór sterujący tłoka do komory spalania, przetłaczając pozostałe spaliny i powietrze do kanału wylotowego. Krótko po DMP zawór sterujący tłoka i zawór wylotowy zamykają się i cykl się powtarza. Zawór sterujący tłoka działa dzięki sprężynie o niezbyt sztywnej charakterystyce oraz w wyniku oddziaływania ciśnienia sprężonego powietrza pomiędzy komorą spalania i skrzynią korbową.



Olej smarujący jest utrzymywany poza środkiem wału w wyniku bezwładności i siły odśrodkowej. Siła pochodząca od ciśnienia spalania zapewnia szczelność pomiędzy zaworem sterującym tłoka a tłokiem. Zawór sterujący tłoka obejmuje

więcej niż 2/3 obszaru powierzchni denka tłoka i jest wykonany ze stopu lekkiego (tytanu) w celu maksymalnego zmniejszenia jego bezwładności.

Oprac. na podst.: www.grailengine.com, www.greencarcongress.com

Silnik Chevrolet-Ricardo z systemem spalania EBDI

Brytyjska firma badawczo-rozwojowa Ricardo rozpoczęła badania drogowe nowego silnika Chevroleta typu EBDI V6. Jest to silnik z zapłonem iskrowym, wielopaliwowy, przystosowany do spalania benzyn z dodatkiem etanolu (do 20%). Został skonstruowany tak, aby połączyć typowy dla silników ZS duży moment obrotowy przy małej prędkości obrotowej ze zmniejszoną emisją związków toksycznych, wyraźnie zmniejszoną masą silnika, większą jego sprawnością ogólną oraz zmniejszonymi kosztami wytwarzania. Konstrukcja odpowiada współczesnym koncepcjom *downsizingu*. Silnik z osprzętem waży 204-227 kg.



Silnik wyposażono w system spalania Ricardo Ethanol Boosted Direct Injection (EBDI) pozwalający na zasilanie mieszankami benzyny i etanolu. Jego optymalizacja w połączeniu z *downsizingiem* i doładowaniem pozwala na zmniejszenia kosztów zużycia paliwa o ok. 30%. Sprawność silnika zasilanego etanolem ocenia się na większą niż w przypadku silnika ZS, a koszty paliwa są niższe niż w przypadku benzyny.

Konstrukcja silnika odpowiada koncepcji nowej rodziny silników koncernu GM, której celem była poprawa wskaźników operacyjnych i niezawodności. Blok silnika jest wykonany ze stopu aluminium, a tuleje cylindrowe są stalowe. W przewodzie dolotowym umieszczono integralną chłodnicę powietrza firmy Behr. Zastosowano zakresowy system doładowania wyposażony w 2 turbosprężarki firmy Honeywell, przełączane z trybu zakresowego w tryb równoległy.

Silnik został przystosowany do pracy na mieszance benzyny z etanolem lub na samej benzynie do E85 włącznie i pozwala na wybór paliwa przez kierowcę. Z tego względu musiał być wyposażony w 2 pompy paliwa. Podczas pracy na paliwie E85 silnik rozwija moc 450 KM (336 kW), moment obrotowy 900 N·m przy 1600 obr/min oraz średnie ciśnienie użyteczne 3,5 MPa; stwierdzono przy tym maksymalne

ciśnienie w cylindrze ok. 14 MPa. W przypadku korzystania tylko z benzyny silnik rozwija moc 400 KM (298 kW) i średnie ciśnienie użyteczne 3,0 MPa. Dla zwiększenia sprawności silnika zdecydowano o nieznacznym zwiększeniu stopnia sprężania (do 11:1) oraz obniżeniu ciśnienia doładowania. W silniku wzmocniono szpilki głowicowe, wałki rozrządu, korbwody, łożyska korbwodowe i zastosowano tłoki produkcji Federal-Mogul. Sterowanie pracą silnika i wysokonapięciowy system zapłonu opracowała firma Delphi.

Oprac. na podst.: www.sae.org/mags/aei

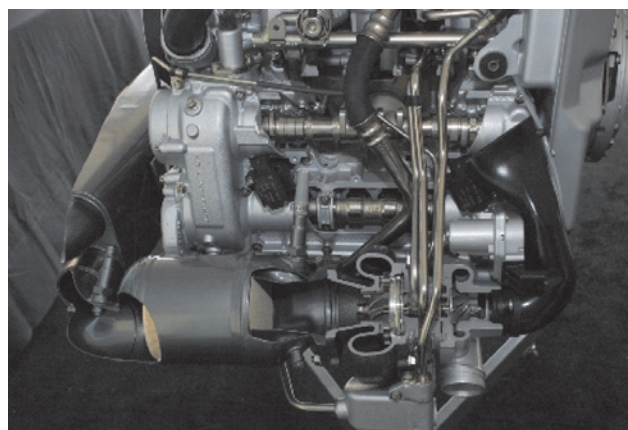
Carlsson C25

Firma Carlsson dotychczas znana z tuningu samochodów firmy Mercedes-Benz opracowała swój własny pojazd o symbolu C25. Został on wyposażony w tuningowany silnik Mercedesa: ma pojemność skokową 6,0 dm³, 12 cylindrów i podwójne turbodoładowanie. Rozwija moc 753 KM i maksymalny moment obrotowy 1150 N·m. Na próbach uzyskiwano moment 1320 N·m, ale ze względu na trwałość jednostki i skrzyni biegów został elektronicznie ograniczony.

Oprac. na podst.: www.carlsson.de

Tuningowany silnik Porsche: TechArt GT

Firma tuningowa TechArt została zwycięzcą w modyfikacji samochodu Porsche 911 GT2. Jego standardowy silnik ZI o pojemności skokowej 3,6 dm³ został poddany licznym modyfikacjom. Zmodyfikowano m.in.: turbosprężarki, chłodnice powietrza doładowanego, wymieniono układ wydechowy, a także przeprogramowano ECU. Zmiany spowodowały wzrost mocy z 530 do 700 KM, a maksymalny moment obrotowy wzrósł z 684 do 860 N·m ($N_N = 515$ kW, $N_1 = 143,1$ kW/dm³, $N_{cyl} = 85,9$ kW/cyl, $p_{e-max} = 3,0$ MPa).



Oprac. na podst.: www.e-porsche.com

Volkswagen 2.0 TSI o mocy 362 KM

Tuningowa firma B&B proponuje podniesienie mocy w silnikach Volkswagena stosowanych w samochodzie Golf R. Są to 4-cylindrowe jednostki o pojemności skokowej 2 dm³, typu TSI wyposażone w turbodoładowanie. Po opracowanych modyfikacjach moc tego silnika wzrasta z 270 do 310, 324 lub 362 KM (odpowiednio: 199, 228, 238, 266 kW).

W najmocniejszej wersji silnika firma montuje większą turbosprężarkę, optymalizuje układ dolotowy i wylotowy

oraz system chłodzenia powietrza. Ostatnim zabiegiem jest przeprogramowanie systemu sterującego pracą silnika.



Oprac. na podst. www.worldcarfans.com

Silnik BMW modyfikowany przez firmę G-Power

G-Power to firma, która znana jest z modyfikacji silnika V10 z modelu M5 Hurricane, w którym uzyskano moc 730 KM. Obecnie firma zajęła się modyfikacją modelu BMW X5 Typhoon.



Standardowy 8-cylindrowy silnik o pojemności skokowej 4,8 dm³ został poddany przeróbkom: wloty powietrza wykonano z włókna węglowego, układ chłodzenia powietrza doładowującego zrobiono z aluminium, zastosowano kute tłoki MAHLE, nowe wtryskiwacze paliwa o zwiększonym wydatku, a także przeprogramowany system elektronicznego sterowania silnikiem. Dodatkowo zdecydowano się na wymianę układu wylotowego. Przeróbki te pozwoliły uzyskać moc 625 KM przy 6100 obr/min i maksymalny moment obrotowy 700 N·m przy 5300 obr/min ($N_N = 460$ kW, $N_l = 95,75$ kW/dm³, $N_{cyl} = 57,45$ kW/cyl, $p_{e-max} = 1,83$ MPa).

W układzie doładowania silnika zastosowano sprężarkę ASA T1-521 napędzaną paskiem zębatym za pośrednictwem sprzęgła odśrodkowego. Ciśnienie doładowania ograniczono do 0,6 bar. W układzie dolotowym zastosowano aluminiową chłodnicę powietrza doładowanego o znacznym nadmiarze mocy chłodzenia. Kolektor dolotowy z powiększonymi przekrojami przepływowymi wykonano z włókna węglowego.

www.automobilesreview.com

Najsilniejsze silniki samochodowe

Jak wynika z porównania wskaźników operacyjnych silników stosowanych w samochodach klasy GT, do najsilniejszych silników należą:

Audi RS 6 MTM: 10 cyl., $V_{ss} = 4,99$ dm³, $N_N = 537$ kW/730 KM przy 6360 obr/min, $M_{o-max} = 785$ N·m przy 2750 obr/min, $N_l = 107,6$ kW/dm³, $N_{cyl} = 53,7$ kW/cyl, $p_{e-max} = 1,98$ MPa.

BMW M5 biturbo: 8 cyl., $V_{ss} = 4,4$ dm³, $N_N = 482$ kW/655 KM przy 8000 obr/min, $M_{o-max} = 680$ N·m przy 1500 obr/min, $N_l = 109,6$ kW/dm³, $N_{cyl} = 60,2$ kW/cyl, $p_{e-max} = 1,94$ MPa.

Chevrolet Corvette Z06 Geiger: 8 cyl., $V_{ss} = 5,89$ dm³, $N_N = 435$ kW/590 KM przy 5890 obr/min, $M_{o-max} = 723$ N·m przy 5030 obr/min, $N_l = 62$ kW/dm³, $N_{cyl} = 54,3$ kW/cyl, $p_{e-max} = 1,3$ MPa.

Ford GT Geiger: 8 cyl., $V_{ss} = 5,41$ dm³, $N_N = 581$ kW/790 KM przy 6320 obr/min, $M_{o-max} = 863$ N·m przy 4600 obr/min, $N_l = 107,4$ kW/dm³, $N_{cyl} = 72,6$ kW/cyl, $p_{e-max} = 2,01$ MPa.

Königsegg CCX-R: 8 cyl., $V_{ss} = 4,7$ dm³, $N_N = 593$ kW/805 KM przy 6900 obr/min, $M_{o-max} = 920$ N·m przy 5700 obr/min, $N_l = 126$ kW/dm³, $N_{cyl} = 74,1$ kW/cyl, $p_{e-max} = 2,46$ MPa.

Porsche 911 Tech Art: 6 cyl., $V_{ss} = 3,6$ dm³, $N_N = 515$ kW/700 KM przy 6000 obr/min, $M_{o-max} = 860$ N·m przy 2000 obr/min, $N_l = 143$ kW/dm³, $N_{cyl} = 85,9$ kW/cyl, $p_{e-max} = 3,0$ MPa.

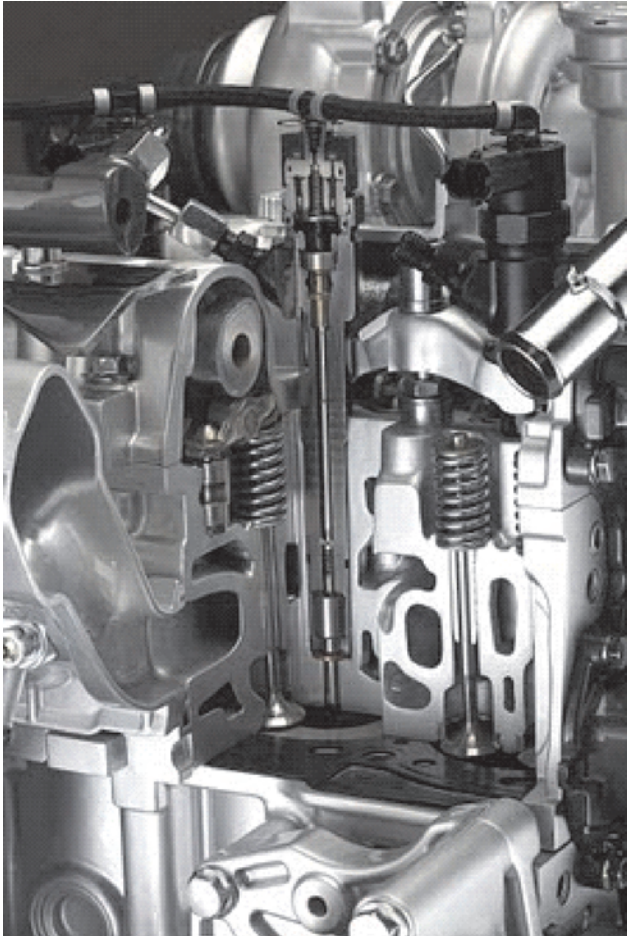
Z przytoczonego porównania widać, że we współczesnych silnikach ZI osiągnięte są maksymalne objętościowe wskaźniki mocy N_l ok. 100–145 kW/dm³, moc z 1 cylindra ok. 54–86 kW, a maksymalne wartości średniego ciśnienia użytecznego wynoszą ok. 2,0–3,0 MPa. Warto zwrócić uwagę, że wymienione silniki wyposażone są w doładowanie, a w przypadku doładowania zakresowego maksymalne wartości momentu obrotowego osiągnięte są już przy małych prędkościach obrotowych ok. 1500–3000 obr/min. W wielu przypadkach maksymalne prędkości obrotowe ogranicza się do ok. 6000–7000 obr/min, a niedawna tendencja do stosowania coraz większych prędkości znamionowych uległa zahamowaniu.

Oprac. na podst. danych z *Auto Motor i Sport*, 3/2010

Silniki o ZS

Silnik Fiat MultiJet II

Samochód Fiat 500 będzie teraz zasilany silnikiem MultiJet II 1,3 dm³. Jest to obecnie jeden z najmniejszych samochodowych silników wysokoprężnych produkowanych na świecie. Średnie przebiegowe zużycie paliwa wynosi 3,9 dm³/100 km. Emisja CO₂ została ograniczona do 104 g/km. Silnik ten zastępuje dotychczasową jednostkę ZS, która dysponowała mocą zaledwie 75 KM.



Najmniejszy silnik ZS

Firma Bosch, która jest partnerem technologicznym grupy Tata, w przeciągu następnego roku zakończy pracę nad silnikiem z zapłonem samoczynnym do samochodu Tata; ma to być silnik jednocylindrowy do samochodu Nano.

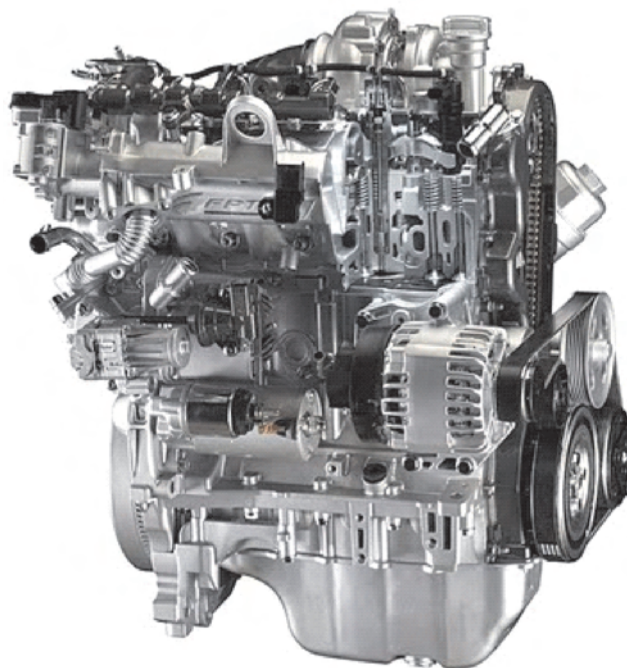
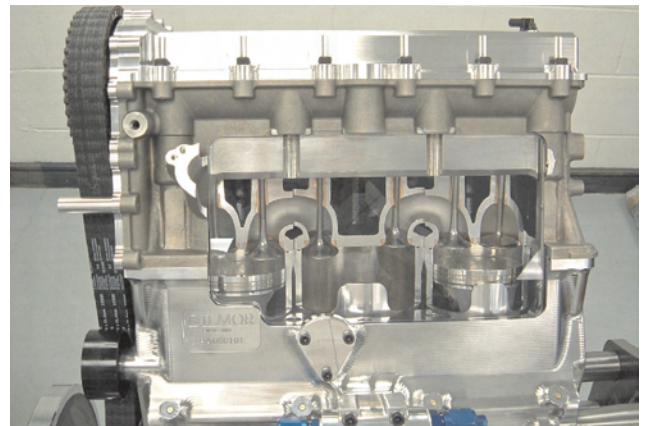
Pojemność skokowa silnika pozostanie taka sama jak w wersji benzynowej – około 550–600 cm³. Moc silnika nie powinna przekraczać 25–30 KM. Aktualnie silnik benzynowy rozwija moc 35 KM.

Oprac. na podst. www.tata.com

Nowe konstrukcje

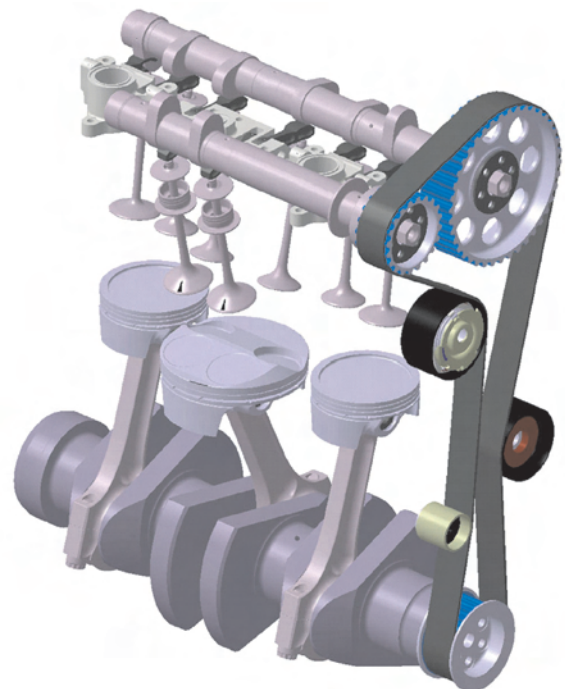
Silnik 5-suwowy

Każdy koncern szuka jak najbardziej efektywnego sposobu ograniczenia emisji spalin. Jednym z pomysłów jest zmniejszanie pojemności silnika i wyposażanie tych jednostek w turbosprężarkę. Firma Ilmor Engineering zaproponowała jednak inny ciekawy pomysł. Firma ta zajmuje się od 25 lat produkcją wyczynowych silników wyścigowych. W roku 2009 z ich jednostek korzystały zespoły Formuły 1: McLaren, Force India oraz Brawn GP.

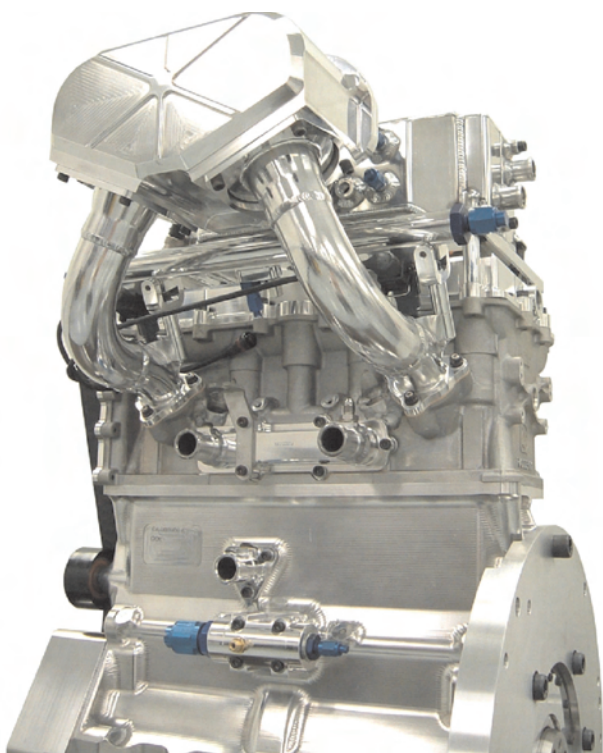
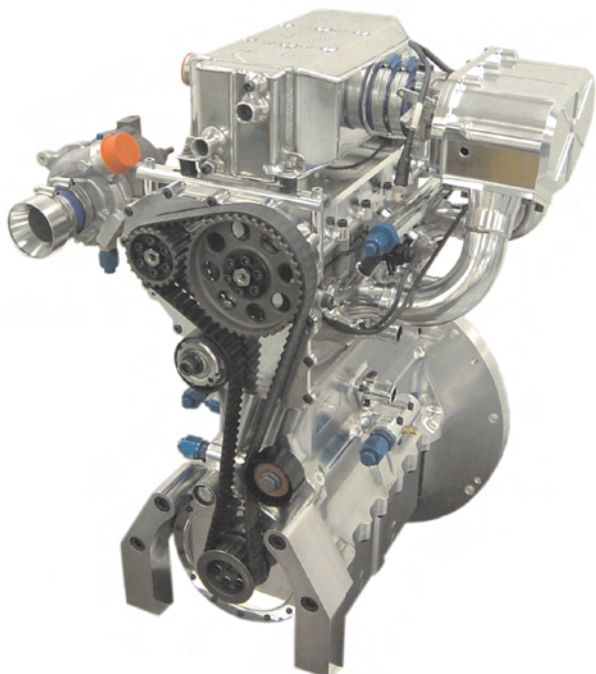


Silnik MultiJet II rozwija moc 95 KM przy 4000 obr/min oraz znaczny moment obrotowy 200 N·m dostępny już od prędkości obrotowej 1500 obr/min ($N_N = 70$ kW, $N_1 = 51$ kW/dm³, $N_{cyl} = 17,5$ kW/cyl, $p_{e-max} = 1,84$ MPa).

Oprac. na podst. www.fiat.com



Koncepcja działania silnika 5-suwowego polega na tym, że w jednostce dwa cylindry działają w klasycznym, 4-suwowym cyklu, a nad nimi umieszczony jest jeszcze jeden, centralny cylinder, do którego tłoczone są efekty spalania z dwóch poprzednich. Pracuje on pod małym ciśnieniem i służy do dopalania spalin z głównych cylindrów roboczych.



Sam silnik ma pojemność skokową 700 cm³, jest wyposażony w turbodoładowanie i rozwija moc 132 KM. Maksymalny moment obrotowy wynosi 166 N·m. Spalanie ma się kształtować na poziomie aktualnie oferowanych w

sprzedaży silników ZS. Jednostka ma zwartą budowę, a jej konstrukcja nie wymaga nowych technologii oraz technik produkcji. Ilmor Engineering potwierdził także prace nad silnikiem o pojemności skokowej 1,0 dm³, który ma osiągać moc 150 KM. Jednocześnie masa ma być zredukowana o 20% w stosunku do standardowych silników.

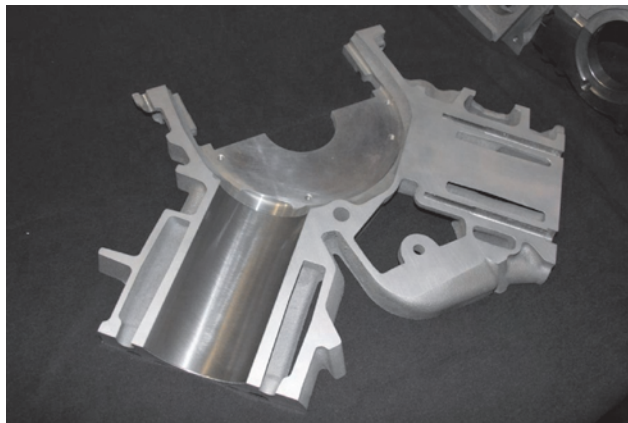
Oprac. na podst. www.motogazeta.com

Technologia

Nowa technologia obróbki cylindrów w firmie Ford

W silnikach V8 przewidywanych do produkcji w 2011 r. i przewidzianych do samochodów GT500 Shelby Mustang 5.4-L Ford będzie stosował bloki wykonywane ze stopu aluminium, w których wewnętrzna powierzchnia cylindrów będzie plazmowo pokrywana żelazem. Nowa technologia ich wykonywania nazwana została PTWA (*Plasma Transfer Wire Arc*). Szacuje się, że pozwoli ona zmniejszyć masę o ok. 3,85 kg w stosunku do tulei stalowych stosowanych w wersji tego silnika z 2010 r. Cały silnik będzie ważył 46 kg mniej.

Zastosowany proces technologiczny zastał opracowany przez Forda we współpracy z firmą Flame-Spray Industries z Nowego Jorku, a dotychczas był wykorzystywany w lotniczych turbinach spalinowych do obróbki powierzchni narażonych na ekstremalne obciążenia mechaniczne i cieplne. Jest także stosowany w mocno obciążonych silnikach ZS firmy Caterpillar. Bloki cylindrowe wg tej technologii będzie wykonywała niemiecka firma Honsel.



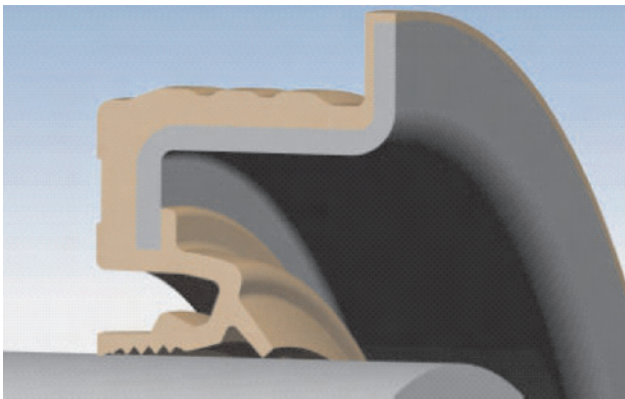
W procesie pokrywania powierzchni stosuje się sprężone powietrze i łuk elektryczny do wytworzenia plazmy o temperaturze 19430°C, która powoduje topienie stali doprowadzanej do wirującego rozpylacza. Sprężone powietrze powoduje natryskiwanie rozpylonych kropli wielkości ok. 20–30 μm na ścianki cylindra, których obróbka wstępna pozwala na adsorpcję pokrycia. Roztopiona stal utlenia się i tworzy powierzchnię o strukturze laminatu zawierającego nanokrystaliczne cząstki żelaza i jego tlenki, tworząc warstwę o grubości 150 μm. Powierzchnia tężeje po ok. 10⁻⁶ sekundy. W drugiej fazie obróbki cylinder jest honowany narzędziami diamentowymi. Licencje na jej stosowanie zakupiła firma Nissan do silnika GT-R V6. Więcej na temat tej technologii zawiera publikacja w SAE Technical Paper, nr 2008-01-1050.

W ocenie specjalistów tak przygotowana powierzchnia pozwala na zmniejszenie strat tarcia oraz zmniejszenie strat ciepła do ścianek dzięki powstałym na powierzchni mikroporom, które poprawiają smarowanie gładzi cylindrowej. Testy trwałościowe potwierdziły żywotność na ok. 400 tys. km. Uzyskano również zwiększenie mocy silnika Ford Shelby GT 500 o 7,5 kW do 410 kW i maksymalnego momentu obrotowego o 80% do 691 N·m w zakresie 1750–6250 obr/min.

Opr. na podst.: www.sae.org/mags/aeir,
L. Brooke

Nowe uszczelnienia wałów o zmniejszonym tarcia

W uszczelnienia oferowanych przez firmę Freudenberg-NOK zastosowanie nowego tworzywa i optymalizacja kształtu pozwoliły na zmniejszenie strat tarcia. Nowe rozwiązanie otrzymało nazwę ESS (*Energy-Saving Seals*). Nowego typu uszczelnienia wargowe mogą być stosowane w silnikach spalinowych, przekładniach i napędach. Zachowanie szczelności między częściami w ruchu obrotowym a obudową przy zmniejszonym tarcia pozwala na zmniejszenie zużycia paliwa i poprawę właściwości ekologicznych.



Dzięki zastosowaniu materiałów elastomerowych i zmienionego kształtu wargi uszczelniającej można było zrezygnować z obwodowej sprężyny dociskowej uszczelnienia i istotnie zmniejszyć jego promieniowy nacisk na powierzchnię wałka, a w rezultacie zmniejszyć tarcie o ok. 60–70%. Dodatkowym efektem jest zmniejszenie temperatury pracy wargi uszczelniającej zmniejszającej skłonność do tworzenia się osadów ze zwęglonego oleju i utraty elastyczności stosowanej wcześniej gumy; dzięki temu uzyskuje się zwiększenie trwałości uszczelnienia.

Stosowany alternatywnie politetrafluoroetylen (PTFE, znany także jako teflon) pozwala również na zmniejszenie promieniowej siły nacisku uszczelnienia, ale proponowane obecnie rozwiązanie zapewnia jeszcze lepsze właściwości i większą poprawę sprawności. W czasie testu uszczelnienia na wałku o średnicy 93 mm przy prędkości obrotowej 2500 obr/min stwierdzono stratę energii 35 W, podczas gdy dla uszczelnienia typu PTFE – 110 W. Uszczelnienie takie zastosowane we flocie samochodów ciężarowych nie wykazało uszkodzeń dla sumarycznego przebiegu 13 mln km.

Opr. na podst.: www.sae.org/mags/aeir,
B. Morey

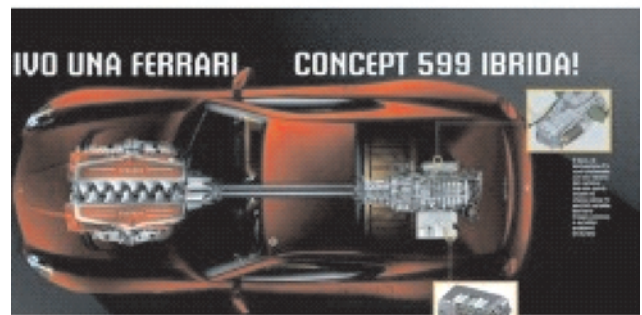
Napędy alternatywne

Ferrari – Hybryda

Ferrari zamierza oficjalnie przedstawić swoją technologię hybrydową podczas targów motoryzacyjnych w Genewie. Decyzję taką ogłoszono podczas konferencji prasowej przedstawiającej nowy pojazd Formuły 1.

Na stoisku Ferrari w Genewie zostanie odsłonięty model 599 Hybrid. Dwuosobowy model zaprojektowany przez Pininfarinę będzie wykorzystywał silnik spalinowy oraz silnik elektryczny zasilany przez baterie litowo-jonowe.

Jednostka napędowa będzie wspomagana przez system odzyskiwania energii kinetycznej (KERS), pochodzący prosto z samochodu Formuły 1. Prawdopodobnie w hybrydowym Ferrari pojawi się także doładowanie silnika ze sprężarką napędzaną elektrycznie, zwiększające chwilowo moc. Należy się spodziewać, że będzie to pierwszy model Ferrari wyposażony w system start/stop. Nowy samochód Ferrari 599 Hybrid może tym samym zapowiadać przełom w filozofii konstruowania samochodów wyczynowych.



Oprac. na podst. www.ferrari.com

Paliwo z cukru

Naukowcy zmodyfikowali genetycznie jedną z najbardziej znanych bakterii na świecie – E coli – tak by przetrwała proste cukry z odpadów roślinnych na wartościowe biopaliwo.

Ta technologia może doprowadzić do otrzymywania taniego, niskoemisyjnego, wysoko wydajnego paliwa z biomasy. Aby ją zmienić w olej napędowy, należy wykorzystać zmodyfikowane bakterie E coli w taki sposób, aby zawierały geny, które katalizują wszystkie chemiczne reakcje potrzebne do stworzenia paliwa z biomasy. Cały proces odbywa się przy udziale jedynie biomasy i bakterii. Nie są potrzebne żadne dodatkowe związki chemiczne. Wystarczy, że na wsadzie biomasy zostaną umieszczone bakterie E coli. Po chwili na powierzchni materiału wsadowego tworzy się oleista ciecz, którą można odsączyć.

Naukowcy planują, że ten nietypowy proces wytwarzania oleju napędowego zostanie skomercjalizowany w ciągu następnych dwóch lat w Brazylii.

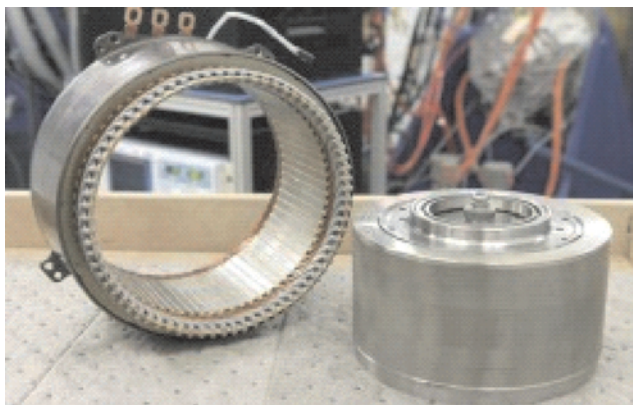


Oprac. na podst. www.motogazeta.com

Silniki elektryczne produkcji GM

W celu redukcji kosztów produkcji koncern General Motors zamierza zostać pierwszym z koncernów samochodowych, który zajmie się projektowaniem i budową silników elektrycznych.

Pierwszy silnik elektryczny produkcji General Motors powinien pojawić się ok. 2013 roku. Zadebiutuje on w nowej generacji napędów hybrydowych. Nowoczesne silniki będą o 25% mniejsze niż dotychczasowe. Przy okazji dostarczą aż o 20% więcej mocy.



Oprac. na podst. www.gm.com

Napęd hybrydowy w Mercedesie klasy S

Mercedes bardzo długo zwlekał z zastosowaniem technologii hybrydowej w swoich samochodach. Obecnie zapowiada, że zamierza uruchomić produkcję pokazywanego w zeszłym roku we Frankfurcie prototypu Mercedes-Benz Vision S500. Był on wyposażony w gniazdko zasilania domowego umożliwiające doładowywanie akumulatorów napędzających silnik elektryczny. Nie są jeszcze znane szczegóły projektu, ale Mercedes pracuje już nad nowymi wersjami silników V6 i V8 z bezpośrednim wtryskiem. Każdy z nich będzie wspomagany systemem start/stop, a w razie konieczności także turbodoładowaniem. Prawdopodobnie będą one wspomagane silnikami elektrycznymi.

Dzięki opracowywanym nowym jednostkom napędowym uda się zmniejszyć emisję CO₂ poniżej poziomu 100 g/km przy spalaniu ok. 4 dm³/100 km. Należy się jednak liczyć z wysoką ceną takich jednostek napędowych.

Mercedes Benz zamierza zostać pierwszym producentem samochodów, który wprowadzi do sprzedaży auto napę-

dzane hybrydowo przez połączenie silnika elektrycznego i wysokoprężnego.



Prezes koncernu zapowiedział, że pierwszy model o nazwie E300 wejdzie do sprzedaży pod koniec 2011 roku. Będzie wyposażony w czterocylindrowy silnik o ZS o pojemności 2,2 dm³ (z modelu E250 CDI). Silnik elektryczny zasilany z akumulatorów litowo-jonowych będzie podobny do tego, który pracuje obecnie w modelu S400 Hybrid.

Silnik elektryczny w tym samochodzie będzie wykorzystywany raczej do wspomaganie silnika o ZS, niż do samodzielnego napędzania pojazdu. Wyniki badań prototypu są podobno bardzo obiecujące.

Oprac. na podst. www.mercedes-benz.com

Firmy silnikowe

BMW i PSA poszerzają współpracę

BMW zamierza wzmocnić współpracę z francuską grupą PSA. Dotyczy ona projektowania i produkcji nowoczesnych silników benzynowych.

Dotychczas oba koncerny pracowały wspólnie nad dwoma silnikami benzynowymi o pojemności 1,4 i 1,6 dm³, stosowanymi w samochodach Mini oraz samochodach marki Peugeot i Citroen. Większa jednostka była dwa razy wyróżniona przez międzynarodowe jury tytułem silnika roku.

Kolejny etap współpracy będzie dotyczyć prac nad nowymi jednostkami benzynowymi spełniającymi wymogi normy emisji spalin Euro 6. Od początku współpracy koncerny BMW i PSA wyprodukowały łącznie ponad 1,3 miliona silników.



Oprac. na podst. www.bmw.com

Books on combustion engines

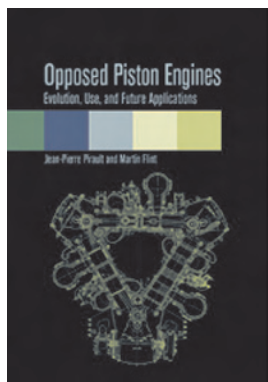
Książki o silnikach

OPPOSED PISTON ENGINES EVOLUTION, USE, AND FUTURE APPLICATIONS

Pirault J.-P., Flint M.

Wydawnictwo SAE International, Warrendale 2009

W książce zaprezentowano konstrukcje silników przeciwsobnych od 1887 do 2006 roku. Przedstawiono projekty oraz ewolucję silników w zastosowaniach stacjonarnych, samochodowych, morskich, wojskowych oraz lotniczych. Zawarto w niej też materiały historyczne, niepublikowane badania, wewnętrzne raporty, szczegóły konstrukcyjne oraz dane techniczne. Porównano te silniki z konwencjonalnymi cztero- i dwusuwowymi oraz przedstawiono możliwości ich rozwoju.



UKŁADY WTRYSKOWE COMMON RAIL W PRAKTYCE WARSZTATOWEJ.

Hubertus G., tł. Szulborski A.

Wydawnictwo WKiŁ, Warszawa 2010

Poradnik zawiera opis budowy, sprawdzania i diagnostyki sterowanych elektronicznie zasobnikowych układów wtryskowych *common rail*, stosowanych w silnikach wysokoprężnych samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów. Opisano sposoby sprawdzania tych układów niewymagające posiadania specjalnych urządzeń diagnostycznych. Materiał ilustracyjny obejmuje zarejestrowane w rzeczywistych warunkach przebiegi sygnałów poszczególnych elementów układów *common rail* czołowych producentów wraz z ich interpretacją oraz wytycznymi dotyczącymi diagnostyki i naprawy.



DANE DIAGNOSTYCZNE. SAMOCHODY OSOBOWE I DOSTAWCZE Z SILNIEM BENZYNOWYM 1999-2009

Wydawnictwo Autodata, Warszawa 2009

AUTODATA prezentuje dane diagnostyczne pojazdów z lat 1998-2009 ujęte w tabele wzbogacone ilustracjami. Opisuje kompletne dane fabryczne umożliwiające stosowanie nowoczesnych technik diagnostycznych. W książce znaleźć można dane odnoszące się m.in. do: jednoznacznej identyfikacji pojazdu, regulacji silnika i emisji spalin, przeglądów, środków smarujących i pojemności, momentów obrotowych dokręcania śrub oraz wskazania okresu przeglądu.



SILNIKI Z BEZPOŚREDNIM WTRYSKIEM BENZYNY FSI/TSI/TFSI. PORADNIK SERWISOWY

Wydawnictwo Instalator Polski sp. z o.o., Warszawa 2009

W poradniku przedstawiono budowę i zasadę działania układów z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Przedstawiono elementy układu dolotowego, zasilania, zmiennych faz rozrządu, chłodzenia, smarowania, doładowania dolotowego oraz wylotowego. Scharakteryzowano instalacje gazowe w silnikach FSI oraz przedstawiono szczegółowo dane techniczne silników FSI.



SYMULACJA PROCESÓW TERMODYNAMICZNYCH W SPRĘŻARKACH WYPOROWYCH I ICH INSTALACJACH

Cyklis P.

Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2009

Symulacja komputerowa jest aktualnie podstawowym narzędziem pracy inżyniera-konstruktora. Wyniki symulacji są coraz częściej wykorzystywane do diagnostyki porównawczej podczas eksploatacji urządzeń. W książce przedstawiono metodykę postępowania przy symulacji jedno- i wielowymiarowej maszyn wyporowych, do których zalicza się amortyzatory, sprężarki, pompy, silniki itp. Monografia przeznaczona jest przede wszystkim dla osób zajmujących się rozwijaniem konstrukcji i metod diagnostycznych sprężarek wyporowych oraz ich instalacji.

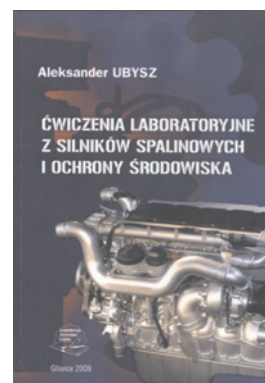


ĆWICZENIA LABORATORYJNE Z SILNIKÓW SPALINOWYCH I OCHRONY ŚRODOWISKA

Ubysz A.

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Katowice 2009

Książka omawia ćwiczenia dotyczące badań aparatury wtryskowej silników ZI i ZS na stanowiskach probierczych oraz jej diagnostyki. Kilka ćwiczeń obejmuje badanie i weryfikację silników na stanowiskach, natomiast inne, z zakresu ochrony środowiska w transporcie, dotyczą pomiaru toksyczności spalin silnika, który pracuje w samochodzie na biegu luzem, obliczenia poziomu hałasu procesu roboczego w pompie wtryskowej oraz zużycia paliwa w cyklach jezdnych przez samochody osobowe.



Professor titles/Tytuły profesorskie

Prof. dr hab. inż. Sławomir Luft

Prof. dr hab. inż. Sławomir Luft urodził się 1.02.1949 r. w Radomiu. Ukończył studia na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej i w roku 1972 uzyskał stopień magistra inżyniera mechanika o specjalności: maszyny i urządzenia energetyczne – silniki spalinowe. W tym samym roku rozpoczął pracę w Fabryce Osprzętu Samochodowego w Łodzi. Jako inżynier, a następnie starszy inżynier w Dziale Doświadczalnym zajmował się badaniami układów zasilania (głównie gaźników) oraz układów hamulcowych. W roku 1973 wrócił do rodzinnego Radomia i podjął pracę w charakterze nauczyciela akademickiego w Wyższej Szkole Inżynierskiej w Radomiu – obecnie Politechnice Radomskiej im. Kazimierza Pułaskiego.

W pierwszych latach pracy zatrudniony był w Zakładzie Pojazdów Szynowych na Wydziale Transportu. Prowadził głównie ćwiczenia i laboratoria z zakresu silników spalinowych, pojazdów szynowych, ale także podstaw budowy maszyn i geometrii wykreślnej. Początkowo uczestniczył w prowadzonych pracach badawczych z zakresu dynamiki zestawów kołowych pojazdów szynowych. Równocześnie prowadził prace naukowo-badawcze z zakresu silników spalinowych zgodnie z uzyskaną w wyniku ukończenia studiów specjalizacją. Efektem była obroniona w 1977 r. rozprawa doktorska pt. „Model termodynamiczny tłokowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym”. Od roku 1978, tj. od chwili utworzenia Wydziału Mechanicznego, został skierowany do pracy w tym Wydziale. Od tego czasu razem z zespołem utworzonym i kierowanym przez prof. dr hab. inż. Andrzeja Kowalewicza zajmuje się problematyką z zakresu tłokowych silników spalinowych. Od roku 2002 kieruje tym zespołem.

W dniu 17 czerwca 1998 r. Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej podjęła uchwałę o nadaniu mu stopnia naukowego doktora habilitowanego w zakresie budowy i eksploatacji maszyn – silników spalinowych. Podstawą była praca pt. „Studium silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem metylowym”. Uchwała ta została zatwierdzona przez Centralną Komisję do Spraw Tytułu Naukowego i Stopni Naukowych w dniu 21 grudnia 1998 r.

Zainteresowania naukowe dr. hab. inż. Sławomira Lufta dotyczą głównie procesów spalania paliw zastępczych w tłokowych silnikach spalinowych. Drugim obszarem zainteresowań jest budowa pojazdów samochodowych. Wiedzę teoretyczną z tego zakresu wspiera praktycznymi doświadczeniami wynikającymi z wykonywania ekspertyz na rzecz Stowarzyszenia Rzeczoznawców Techniki Samo-

chodowej i Ruchu Drogowego. Prowadzi wykłady z budowy pojazdów samochodowych, budowy silników spalinowych i układów zasilania.

Dotychczasowy dorobek naukowy składa się z ok. 70 artykułów naukowych opublikowanych w czasopismach krajowych i zagranicznych, a także przedstawionych na zagranicznych konferencjach naukowych organizowanych m.in. przez *International Symposium on Automotive Technology and Automation (ISATA)*, *The Engineering Society for Advancing Mobility Land and Space (SAE)*. Jest autorem ogólnokrajowego podręcznika akademickiego pt. „Podstawy budowy silników spalinowych” zamówionego i dwukrotnie wydanego przez Wydawnictwa Komunikacji i Łączności w Warszawie, a także kilku monografii z zakresu badań silnika dwupaliwowego (m.in.: *Dual Fuel Compression Ignition Engine with LPG Injection into Intake Manifold*, TeKa Komisji Naukowej Motoryzacji, PAN Oddział w Krakowie).

Wypromował trzech doktorów oraz ok. 150 inżynierów i magistrów. Był recenzentem 7 rozpraw doktorskich.

Od roku 2006 pełni funkcję redaktora naczelnego kwartalnika *Archiwum Motoryzacji* wydawanego przez Polskie Towarzystwo Naukowe Motoryzacji.

Kierował lub współuczestniczył w realizacji wielu projektów badawczych zleconych przez Komitet Badań Naukowych oraz Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Od roku 2009 kieruje projektem pt. „Dobór regulacji dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego paliwami alternatywnymi z punktu widzenia odsunięcia niebezpieczeństwa występowania spalania stukowego oraz przedwczesnych samozapłonów mieszaniny paliwa głównego z powietrzem” przyznanym przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

W okresie zatrudnienia w Politechnice Radomskiej pełnił funkcje: zastępcy dyrektora Instytutu Teorii Konstrukcji Pojazdów i Urządzeń Transportowych, zastępcy dyrektora Instytutu Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, prodziekana i dziekana Wydziału Mechanicznego w latach 2002-2008.

Od roku 2009 pełni funkcję dyrektora Instytutu Eksploatacji Pojazdów i Maszyn. Od wielu kadencji jest członkiem Senatu Politechniki Radomskiej oraz Rady Wydziału Mechanicznego.

W dniu 30 grudnia 2009 r. Prezydent Rzeczypospolitej Polskiej nadał mu tytuł profesora nauk technicznych w wyniku procedury wszczętej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.



Prof. dr hab. inż. Kazimierz Maria Romaniszyn

Prof. dr hab. inż. Kazimierz Maria Romaniszyn urodził się 25 maja 1947 w Krakowie. Studia w Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej ukończył z wyróżnieniem w 1971 roku. Po studiach przez dwa lata pracował w przemyśle jako mechanik. Do pracy w nowo powstałej filii Politechniki Łódzkiej w Bielsku-Białej został zaproszony przez prof. Jerzego Wernera, który organizował w filii specjalność samochody i ciągniki.

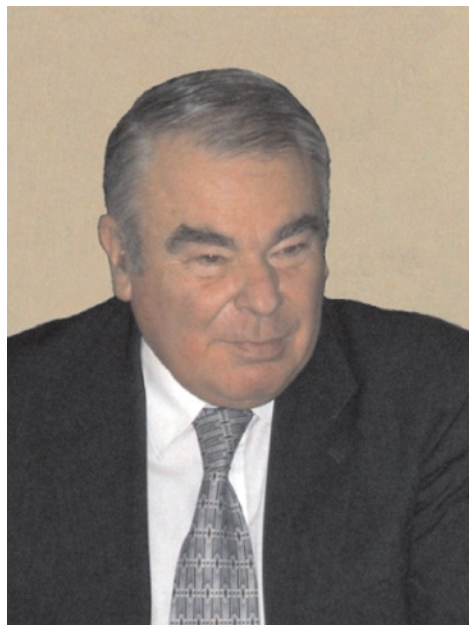
Łącząc pracę dydaktyczną i organizacyjną w filii z własną pracą naukową, zrealizował doktorat, który obronił w Politechnice Krakowskiej w 1978 roku. Tytuł pracy to „Wpływ geometrii szczęki hamulcowej podpartej ślizgowo na parametry pracy hamulca”. Promotorem pracy był prof. dr hab. inż. Adam Kleczkowski.

Po mianowaniu na stanowisko adiunkta czynnie uczestniczył w organizacji i budowie laboratoriów silników spalinowych i pojazdów. Ukończenie prac pozwoliło na prowadzenie w Bielsku-Białej wszystkich zajęć dydaktycznych przewidzianych programem nauczania specjalności samochody i ciągniki. Równoległe z pracą dydaktyczną rozwijał współpracę z przemysłem motoryzacyjnym. W latach 1980-1988 był konstruktorem-badaczem w Fabryce Samochodów Rolniczych w Poznaniu, w zespole konstrukcji samochodu Tarpan Honker.

Po zwycięstwie w konkursie w 1990 roku prof. Romaniszyn został na dwie pięcioletnie kadencje dyrektorem Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej; był to okres przemian gospodarczych, szczególnie trudny dla przemysłu motoryzacyjnego. Główne Jego osiągnięcia w tym okresie pracy to:

- uruchomienie działalności naukowej w Ośrodku,
- akredytacja systemów jakości w Ośrodku na zgodność z normami EN 45 001 (laboratoria) i ISO 9000,

- uzyskanie przez Ośrodek statusu dostawcy prac dla koncernu FIAT,
- uregulowanie spraw własności budynków i gruntów,
- doprowadzenie do udziału Ośrodka w pracach nad uruchomieniami modeli Cinquecento, Seicento i Palio.



Pracując w przemyśle prof. Romaniszyn nie przerwał kontaktu z działalnością naukową. Jego systematycznie rozwijane zainteresowania naukowe związane z zagadnieniami dynamiki transmisji momentu napędowego z silnika do kół pojazdu zaowocowały rozprawą habilitacyjną pt. „Badanie i modelowanie dynamiki układów napędowych samochodów”. Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej nadała mu stopień doktora habilitowanego uchwałą w dniu 16 grudnia 1998 roku.

W październiku 2000 roku prof. Romaniszyn powrócił do pracy naukowo-dydaktycznej. Aktualnie jest kierownikiem

Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej i pracownikiem naukowym instytutu badawczego BOSMAL. Jego dorobek naukowy to około pięćdziesiąt publikacji w czasopismach naukowych i specjalistycznych. Jest także autorem monografii „Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG – badania porównawcze dynamiki rozpędzania oraz emisji spalin” (WNT, Warszawa 2007). Był promotorem trzech prac doktorskich i recenzentem pięciu doktoratów oraz jednej książki naukowej.

Tytuł profesora nauk technicznych prof. Kazimierz M. Romaniszyn uzyskał 30 grudnia 2009 roku.

Conferences

Konferencje

4-6 October 2010; 19th Aachener Kolloquium Automobile and Engine Technology, Eurogress Aachen, Germany.
www.aachener-kolloquium.de



22-24 November 2010; Aachen Acoustics Colloquium 2010, Pullman Aachen Quellenhof, Aachen, Germany.
www.aachener-akustik-kolloquium.de



Walne Zebranie Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych podjął uchwałę o zwołaniu Sprawozdawczo-Wyborczego Walnego Zebrania Członków PTNSS na dzień 19 listopada 2010 r. Zebranie odbędzie się w Centrum Wykładowym Politechniki Poznańskiej przy ul. Piotrowo o godz. 12.00.

Zebranie przewidziane zostało na zakończenie międzynarodowego seminarium na temat metod optycznych stosowanych w badaniach silników spalinowych (*International*

Seminar on Optical Methods in the Research of Combustion Engines), które odbędzie się w dniach 18 i 19 listopada br. w tym samym miejscu. Program seminarium będzie opublikowany w kolejnym numerze kwartalnika.

Zarząd PTNSS prosi członków Towarzystwa o uwzględnienie tego terminu w swoich planach, a wszystkich zainteresowanych zaprasza do uczestnictwa w seminarium.

Zarząd PTNSS

First announcement of IV International Congress on Combustion Engines



**IV
INTERNATIONAL
CONGRESS ON
COMBUSTION ENGINES**

Radom - Poland
16 – 17 June 2011



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

FOR PARTNERS FROM INDUSTRY AND SERVICES

Please accept our kind invitation to attend IV International PTNSS Congress. We would like to create an opportunity to present achievements of science and industry. Because of that we will prepare the exhibition of automobile industry. We hope that you will decide to attend the exhibition and show your update products. It also would be an opportunity to promote your firm and present your achievements to the local authorities, scientists and potential clients. We believe that Radom will be a place of our common success.



APPLICATION

If you wish to participate in the Congress, please fill in the application form, which can be found at 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
The authors should also fill in the application form.

DEADLINES

- October 31, 2010 – Submission of Abstracts
- November 30, 2010 – Notification on the Acceptance of Abstracts
- January 31, 2011 – Submission of Final Papers
- March 31, 2011 – Notification on the Acceptance of Final Papers
- April 14, 2011 – Deadline for Payment and Accommodation

CONGRESS LOCATION

The congress will be held from the 16th to the 17th June 2011 at Radom at the Radom University of Technology

WEATHER CONDITIONS

June in Radom and Central Poland is usually pleasant and sunny. Temperatures in the range 12-22°C.

CONGRESS FEE:

Congress fee	Participants ^{*)}	– 280 € (1100 PLN)
	Participants being the PTNSS member ^{*)}	– 260 € (1000 PLN)
	Accompanying person ^{**)}	– 130 € (500 PLN)
	Additional paper ^{***)}	– 50 € (200 PLN)

^{*)} Congress fee includes: participation in all the Congress sessions, copy of Congress proceedings, lunches, gala dinner and barbecue.

^{**)} Participation in all the Congress sessions, lunches, gala dinner and barbecue.

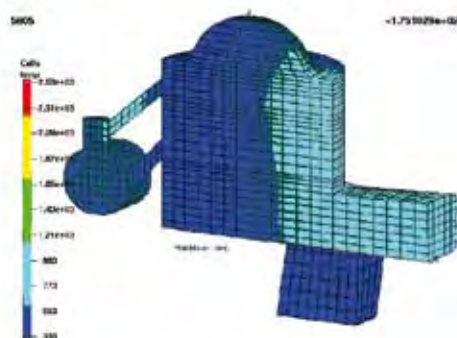
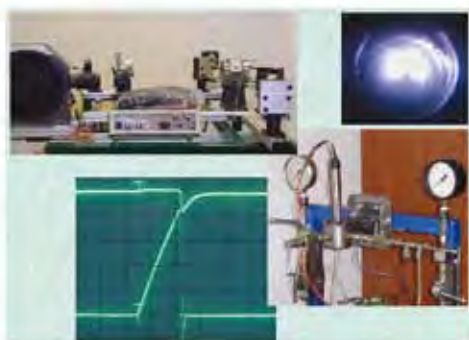
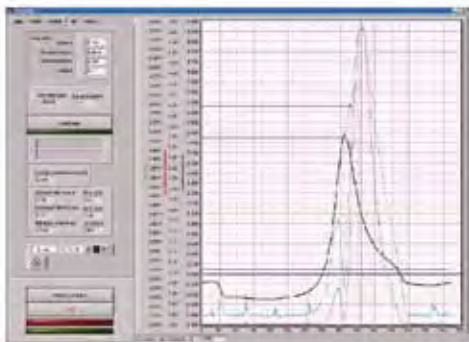
^{***)} The registration fee entitles only to one paper presentation. Additional presentations are each charged an extra paper fee.

Fee to be transferred by 14th April 2011 to:
Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
43-300 Bielsko-Biała, ul. Sami Stok 93
Bank: PEKAO S.A. O/Bielsko - Biała
BIC/SWIFT: PEKAOSAKPLPK
IBAN: PL 92 1240 6449 1111 0000 5290 4552
with a note: KONGRES PTNSS 2011 –Your Name

International Congress
on Combustion Engines

PTNSS KONGRES - 2011

THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES



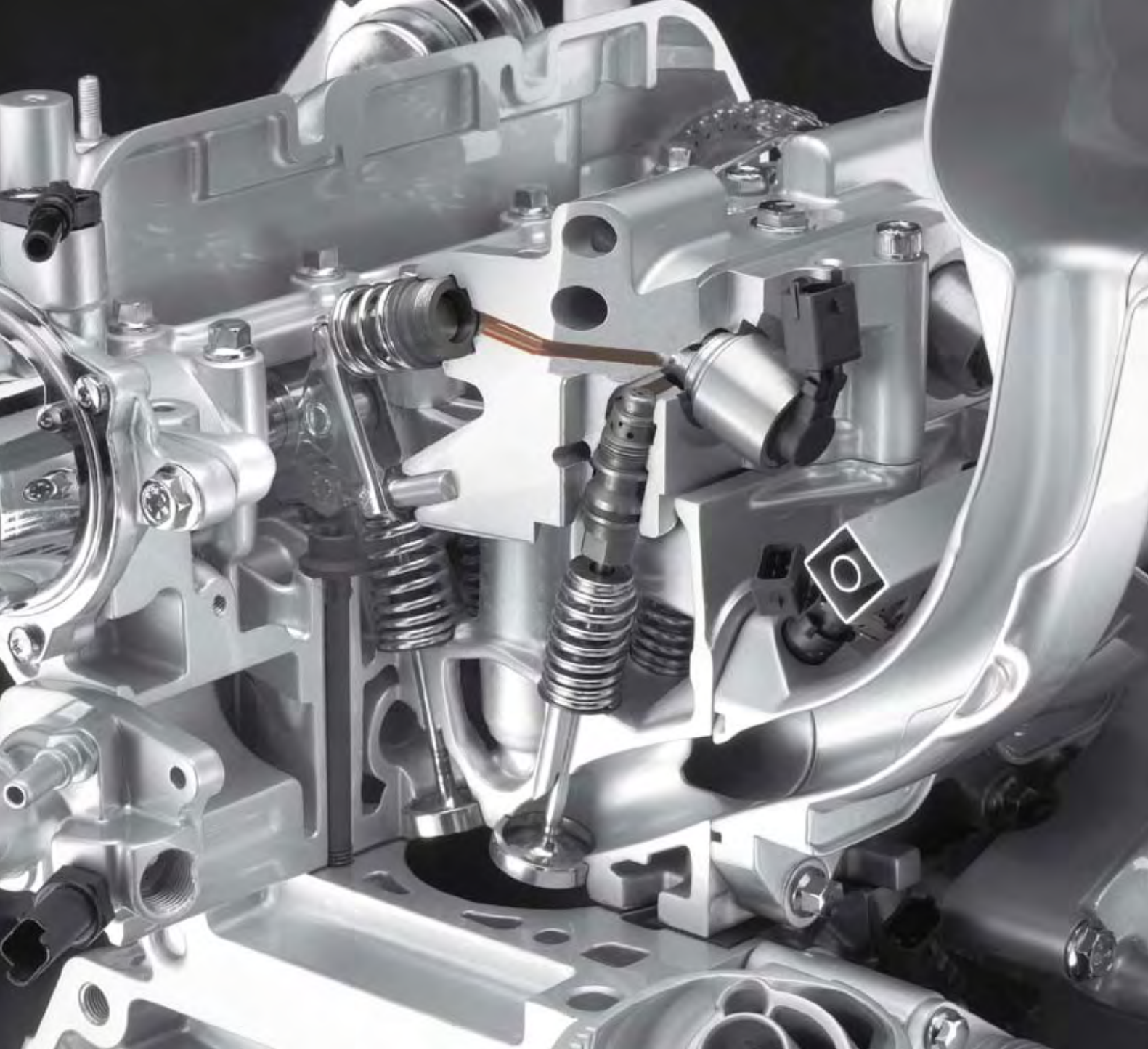
Tematyka prac badawczych Katedry:

- komputerowe symulacje procesów cieplnych i przepływowych,
- modelowanie i symulacja procesów roboczych tłokowych silników spalinowych, analiza stochastyczna procesu spalania,
- badania i rozwój układów zapłonowych o zwiększonej energii wyładowania,
- wizualizacja procesów rozwoju strugi paliwa i spalania na stanowiskach bezsilnikowych i w silniku,
- badania zastosowania gazu ziemnego, propanu-butanu, wodoru jako paliw silnikowych,
- badania pneumatycznego wtrysku paliwa,
- badania emisji gazowych i stałych składników spalin oraz hałasu i drgań w silnikach spalinowych,
- zastosowanie alternatywnych i odnawialnych paliw w silnikach o zapłonie iskrowym i samoczynnym.

Wybrane wyposażenie:

- systemy pomiarowe do badań emisji gazowych składników spalin,
- system pomiarowy do indykowania szybkozmiennych procesów wewnątrz cylindra silnika spalinowego,
- hamulce silnikowe o mocy do 500 kW,
- system badawczy do szybkozmiennych pomiarów składu spalin wewnątrz cylindra silnika,
- systemy badawcze do pomiaru emisji cząstek stałych w spalinach silnika o zapłonie iskrowym i samoczynnym,
- system pomiarowy do cyfrowej wizualizacji wtrysku i spalania paliwa wewnątrz cylindra silnika.

Kierownik Katedry: *dr hab. inż. Marek Brzeżański*
Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, ISiSSp,
Katedra Silników Spalinowych
Al. Jana Pawła II 37, 31- 864 Kraków, tel. + 48 12 6283544,
e-mail: mbrzez@pk.edu.pl, <http://riad.usk.pk.edu.pl/~m-4/M46.html>



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Reguliny

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zabrania Zarządu
Zabrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

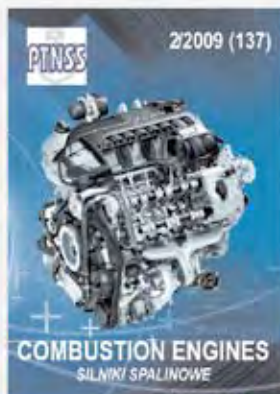
Zgłoszenia

Zapowiedzi

Elektryczny numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl