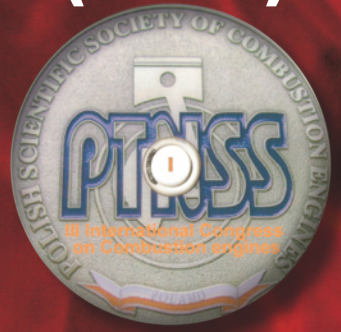


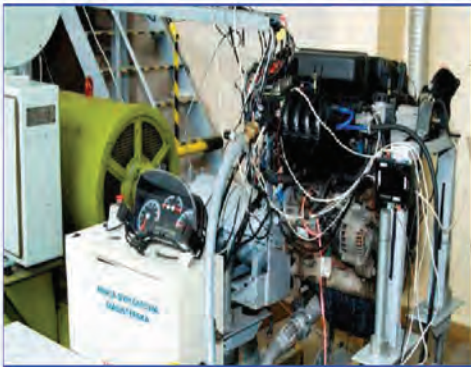


3/2009 (138)



# COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*



### Tematyka prac badawczych Katedry:

- *synteza algorytmów sterowania silnikiem spalinowym i układem napędowym,*
- *badania nad zmniejszeniem zużycia paliwa, ograniczeniem emisji substancji szkodliwych, energochłonnością ruchu i sprawnością napędu,*
- *ocena zjawisk i procesów występujących w przejściowych stanach pracy samochodowego silnika z zapłonem iskrowym,*
- *doskonalenie systemów diagnostycznych,*
- *programowanie układów czasu rzeczywistego.*

### Laboratoria

- *Laboratorium silników samochodowych*
- *Laboratorium pojazdów drogowych i rolniczych*
- *Laboratorium mechatroniki samochodowej*
- *Laboratorium układów zasilania*

### Wyposażenie

- *Hamownia silnikowa z symulatorem*
- *Pokładowy System Pomiarowy*
- *Przenośna stacja akwizycji danych z interfejsem CANbus*
- *Stanowisko do badania zintegrowanych systemów sterowania układem napędowym*
- *System do indykowania silnika samochodowego*
- *System kontroli substancji szkodliwych*



## COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

3/2009 (138)

October 2009

Rok XLVIII

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

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

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

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

### Scientific Board/Rada Programowa:

prof. dr hab. inż. Maciej 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 Wyszyński

### 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](mailto:silniki@ptnss.pl)

### Editorial Staff/Zespół redakcyjny:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

(Editor-in-Chief/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz

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

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### Cooperation/Współpraca:

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

dr hab. inż. Andrzej Zieliński, mgr Tomasz Pawlak

### Editorial

The III International PTNSS Congress on Combustion Engines was held in June 2009 in collaboration with Opole University of Technology – the co-host of the event. Earlier congresses were held in Szczyrk (September 2005, *Combustion Engines Mag.* 2/2005, 121, and 3/2005, 122) and Cracow (May 2007, *Combustion Engines Mag.* 2/2007, 129). They gathered 250 to 280 recognized combustion engines and automotive industry specialists. The last congress received 219 engineers, 36 of which were international guests; last year's lower turn up was an inevitable result of a financial crisis in the automotive industry, even though in Poland the crisis was a bit less severe than in other countries of the region. The gathering of so many outstanding specialists resulted in a very stimulating exchange of experience and views on the most up-to-date issues related to the development of drivetrains. You will find a concise round-up of the congress along with a few photographs on pages 95-98; more photographs are available at the PTNSS website: <http://www.ptnss.pl>.

We are issuing this month's magazine *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)* only after the end of the Congress. It contains 9 papers that were either the grounds for important congress presentations or their abridged versions were shown in the poster sessions. Also, several papers, printed in the previous issue of *Combustion Engines Mag.* 1/2009 (137) constituted the core of 10 congress speeches. A majority of the Congress papers (148 papers) were printed in special issues PTNSS-2009-SC1 (*Powertrain, Design, Ecology & Diagnostics*) and PTNSS-2009-SC2 (*Mixture Formation, Ignition & Combustion – pp. 2*). All the published papers are related to the most important and most up-to-date research and development issues and constitute a significant contribution to the expertise and knowledge in the field of combustion engines. These papers were also available on a CD together with their printed versions during the Congress. A short video presentation summarizing the Congress and showing the comments of the participants recorded on a separate CD has been included in this month's issue of the magazine.

The management of PTNSS appreciate the contribution and active participation of all the attendants of the III PTNSS Congress and wish to thank for their input in boosting its scientific value. We also wish to take this opportunity and invite all to participate in the PTNSS ongoing activity aiming at the development of the combustion engines technologies and design, their production, modern scientific research and development. We particularly wish to encourage you to attend the next IV International Congress to be held in the beginning of summer 2011.

*Management of the Polish Scientific Society  
of Combustion Engines  
Editorial Board of the Magazine  
Combustion Engines*

## Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji .....	1
<b>Production/Produkcja</b>	
<i>J. Merksiz: The automotive market in the time of global economic crisis/Rynek motoryzacyjny w dobie światowego kryzysu ekonomicznego (2009-SS3-302) .....</i>	3
<b>Design/Konstrukcja</b>	
<i>J. Dzida, J.M. Dzida: The analysis of a possibility of construction of a START-STOP system based on an elastic type mechanical starter-accumulator/Analiza możliwości zbudowania systemu START-STOP w oparciu o mechaniczny rozrusznik-akumulator typu sprężystego (2009-SS3-301) .....</i>	14
<i>L. Piaseczny: New types of washers and foundation bolts for seating marine diesel engines/Nowe typy podkładek i śrub fundamentowych dla posadowienia okrętowych silników spalinowych (2009-SS3-C100) .....</i>	23
<b>Research/Badania</b>	
<i>S. Chuepeng, H.M. Xu, A.Tsolakis, M.L. Wyszyński, J. Harland: Nanoparticle number from biodiesel blends combustion in a common rail fuel injection system diesel engine equipped with exhaust gas recirculation/Liczba nanocząstek ze spalania mieszanek z biodieslem w silniku ZS z układem wtryskowym z ciśnieniowym kolektorem paliwa common rail wyposażonym w układ recyrkulacji spalin (2009-SS3-076) .....</i>	28
<i>G. Gnanam, D. Haggith, A. Sobiesiak: A novel in-cylinder fuel reformation approach to control HCCI engine combustion on-set/Nowatorska metoda kontroli momentu zapłonu w silnikach HCCI z wykorzystaniem reformingu paliwa wewnątrz cylindra (2009-SS3-C145) .....</i>	37
<i>O. Klyus: The use of turbulization in preliminary fuel treatment in self-ignition engines/Wykorzystanie zjawiska turbulizacji przy wstępnej obróbce paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym (2009-SS3-C038) .....</i>	49
<i>J. Czajka, I. Pielecha, K. Wislocki: A comparative analysis of diesel fuel injection parameters in piezoelectric and electromagnetic fuel injectors/Analiza porównawcza parametrów wtrysku paliwa wtryskiwaczy piezoelektrycznych i elektromagnetycznych do silników o ZS (2009-SS3-C089) .....</i>	54
<i>J. Merksiz, J. Markowski, J. Pielecha: Emission tests of the AI-14RA aircraft engine under real operating conditions of PZL-104 'Wilga' plane/Pomiary emisji spalin z lotniczego silnika AI-14RA w rzeczywistych warunkach eksploatacji samolotu PZL-104 Wilga (2009-SS3-C152) .....</i>	64
<b>Modelling&amp;simulation/Modelowanie i symulacja</b>	
<i>G. Koszałka: Heat transfer between gas and the surrounding walls in the model of gas flow from the combustion chamber to the crankcase/Wymiana ciepła pomiędzy przepływającym gazem a ściankami w modelowaniu szczelności układu tłok-pierścienie-cylinder (2009-SS3-C069) .....</i>	71
<b>New constructions/Nowe konstrukcje</b>	
<i>M. Brzeżański: Frankfurt 2009 – silniki spalinowe w dobie kryzysu finansowego .....</i>	80
<b>News/Aktualności</b>	
Aktualności silnikowe .....	86
<b>Bibliography/Bibliografia</b>	
Books, monographies, studies/Książki, monografie, rozprawy .....	93
<b>Personalies/Personalia</b>	
Honorary Membership of PSSCE for prof. Hans Peter Lenz/Honorowe członkostwo PTNSS dla prof. Hansa Petera Lenza .....	94
<b>Organisation/Organizacje</b>	
III Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych PTNSS .....	95
AVL List – Supporting Member of PSSCE/AVL List – Członek Wspierający PTNSS .....	98
Conferences 2009/Konferencje 2009 .....	99

Combustion Engines Magazine, Special Series SC:  
SC1: 65 papers, 428 pages; SC2: 56 papers, 400 pages



## Editor/Wydawca

Polskie Towarzystwo Naukowe  
Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska  
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038  
E-mail: sekretariat@ptnss.pl  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

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

© Copyright by

## Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopying or otherwise without prior permission of the copyright holder.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

## Subscriptions/Prenumerata

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

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

Nakład: 700 egz.

**Printing and binding/Druk i oprawa**  
Drukarnia Św. Wojciecha, Poznań, ul. Chartowo 5

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

## Reviewers/Recenzenci:

dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. AGH  
prof. dr hab. inż. Karol Cupiał  
prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda  
prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz  
prof. dr hab. inż. Jerzy Orkisz  
prof. dr hab. inż. Lech Sitnik  
dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. PP

Wydawnictwo rejestrowane  
w bazie danych o zawartości  
polskich czasopism technicznych  
– BAZTECH [www.baztech.icm.edu.pl](http://www.baztech.icm.edu.pl)



## Cover/Okladka

I – Detroit Diesel engine, DD15 type (Inline 6-cyl.,  
 $V_{ss} = 14,8 \text{ dm}^3$ ,  $N_e = 335-412 \text{ kW}$ ,  $M_o = 2100-2500 \text{ N}\cdot\text{m}$ )  
(fot. [detroitdiesel.com](http://detroitdiesel.com)), tłó (© Giöclik – Fotolia.com)  
IV – BMW Inline 6-cylinder Diesel Engine  
with TwinPower Turbo and 200 MPa piezo injectors  
(fot. [press.bmwgroup.com](http://press.bmwgroup.com))

## The automotive market in the time of global economic crisis

The paper presents the role that the automotive sector plays in national economies. The origins of the automotive market crisis have been described as well as its impact on the world and European automotive markets. A condition of the Polish automotive industry and related markets has been discussed indicating relatively moderate consequences of the crisis (as opposed to other countries). The influence of the crisis on the change of buyer preferences has been presented, indicating the shift of the demand towards smaller, cheaper and more energy efficient vehicles. New trends have been shown resulting from the crisis forcing the manufacturers to launch hybrid and electric vehicles as well as alternative fuel vehicles. In the conclusions negative and positive consequences of the crisis have been listed and a production forecast has been made for the coming years.

Key words: automotive market, global economic crisis, manufacturing vehicles

### Rynek motoryzacyjny w dobie światowego kryzysu ekonomicznego

W artykule przedstawiono rolę, jaką w gospodarce państwa odgrywa sektor motoryzacyjny. Opisano genezę kryzysu przemysłu samochodowego oraz jego skutki dla rynków motoryzacyjnych Świata i Europy. Przedstawiono sytuację polskiego przemysłu i rynku motoryzacyjnego, wskazując na względnie łagodne, w porównaniu do innych państw, następstwa kryzysu w Polsce. Opisano wpływ kryzysu na zmianę preferencji nabywców samochodów, zaznaczając przesunięcie popytu w kierunku mniejszych, tańszych i bardziej oszczędnych pojazdów. Wskazano na nowe tendencje, spowodowane kryzysem, zmuszające producentów do wprowadzania na rynek większej liczby pojazdów o napędzie hybrydowym i elektrycznym oraz zasilanych paliwami alternatywnymi. Na zakończenie artykułu podsumowano negatywne i pozytywne skutki kryzysu oraz przedstawiono prognozę produkcji pojazdów w nadchodzących latach.

Słowa kluczowe: przemysł motoryzacyjny, światowy kryzys ekonomiczny, produkcja pojazdów, sprzedaż pojazdów, rynek samochodowy

### 1. Introduction

An efficient transportation system is a basis for a proper functioning of a developed economy. The key importance of transportation results from its connection with all the branches of economy. Hence, the role of this system in the economy is frequently compared to a bloodstream in a living organism. A malfunctioning operation of a bloodstream is disadvantageous to the whole organism. Similarly, a malfunctioning transportation system has a negative impact on the whole economy. Hence the transportation indexes are tightly related to the economic situation. The course of changes in GDP of the European Union shown in Fig. 1 and transportation of goods and passengers in the years 1995-2006 proves this correlation.

In highly developed countries the transportation systems are chiefly based on road transportation. In Poland the road transportation of goods (counted in tons/kilometers) is approximately 3 times higher than the railroad transportation and 5 times higher than the marine transportation. Road transportation is also dominant in the carrying of passengers. A proper functioning of road transportation is a significant source of income for the national budget. In this context we can show that the tax proceeds of the EU related to the automotive sector amounted

### 1. Wprowadzenie

Sprawny system transportowy jest podstawą prawidłowego funkcjonowania każdego rozwiniętego państwa. Kluczowe znaczenie transportu wynika z jego powiązania z wszystkimi gałęziami gospodarki. Z tego względu rola systemu transportowego w gospodarce często jest porównywana do roli krwioobiegu w żywym organizmie. Nieprawidłowe działanie układu krwionośnego jest nie-

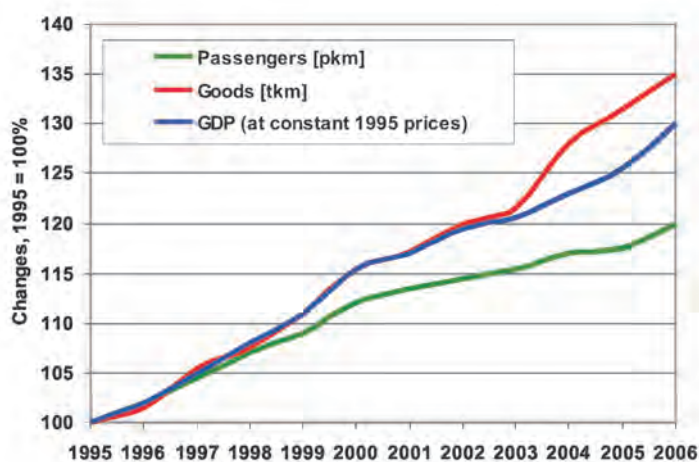


Fig. 1. Changes in EU transport indexes and GDP over the years 1995-2006 [1, 2]  
Rys. 1. Zmiany wskaźników przewozowych na tle PKB UE w latach 1995-2006 [1, 2]

to 381 billion euro in 2007 which corresponds to over 3.5% of EU GDP.

Such economic significance of the road transportation results not only from the transportation tasks. The activity related to the production of the means of transportation plays an important part in the economies of developed countries. We should note that in the EU the employment in the automotive manufacturing sector amounts to approximately 2.2 million people, which constitutes approximately 6.5% of the total employment in the manufacturing industry (for Poland this index is 5%). The employment in all the branches of the economy related to the automotive industry amounts to 12.1 million people, which constitutes 6% of all the people employed in the EU.

The production of vehicles depends on the market demand. This demand depends on the economic situation which, as said earlier, is related to the demand for transportation services. Hence, the sales of commercial vehicles is dependent on the economic situation (Fig. 2). The demand for passenger vehicles is a bit less dependent on the condition of the economy (Fig. 3) as they are only partly used in the economic activities. However, a limited access to financing during the economic crisis and the lack of financial stability results in a lower decreasing trend of the purchasers to buy new passenger vehicles.

Thus, we must state that the condition of the automotive industry is greatly dependent on the general condition of the world economy. This is confirmed by the current crisis in the automotive sector, though initiated by other causes, yet intensified by the financial crisis.

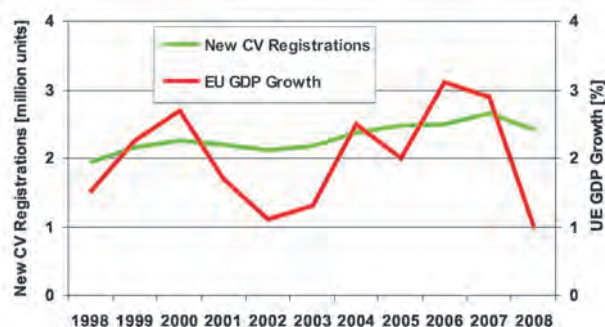


Fig. 2. New commercial vehicle registrations and GDP growth in the EU [1, 2]

Rys. 2. Rejestracja nowych pojazdów użytkowych w UE a wzrost PKB [1, 2]

## 2. The origin of the crisis and its impact on the world and European automotive market

The crisis in the automotive industry which is a part of the global economic recession has influenced the manufacturers in the whole world, but the US was the first to experience that in its strongest form. The American automotive industry had already been weakened by the growing fuel prices related to the energy crisis in the years 2003-2008 (Fig. 4). This crisis deterred the Americans from buying SUVs and pick-up trucks characterized by a high fuel

korzystne dla funkcjonowania całego organizmu. Podobnie nieprawidłowe funkcjonowanie systemu transportowego wywiera negatywny wpływ na całą gospodarkę, stąd też wskaźniki transportowe są ściśle powiązane z koniunkturą. Przedstawiony na rys. 1 przebieg zmian PKB Unii Europejskiej oraz przewozów towarowych i pasażerskich w latach 1995-2006 potwierdza tę zależność.

W krajach wysoko rozwiniętych system transportowy głównie opiera się na transporcie drogowym. W Polsce przewozy towarów transportem samochodowym (liczone w tonokilometrach) są około trzy razy większe niż przewozy kolejowe i ponad pięć razy większe niż przewozy transportem morskim. Transport samochodowy dominuje również w przewozach pasażerskich. Dobre funkcjonowanie transportu samochodowego stanowi istotne źródło dochodu budżetów państw. W tym kontekście można wskazać, że dochody podatkowe Unii Europejskiej związane z motoryzacją wyniosły w 2007 r. ponad 381 miliardów euro, co odpowiada ponad 3,5% PKB Unii Europejskiej.

Bardzo istotne znaczenie gospodarcze transportu samochodowego wynika nie tylko z realizacji zadań transportowych. Również działalność związana z produkcją środków transportu odgrywa istotną rolę w gospodarkach krajów rozwiniętych. Warto zauważyć, że w Unii Europejskiej zatrudnienie w produkcji pojazdów wynosi około 2,2 mln osób, co stanowi około 6,5% zatrudnienia w przemyśle wytwórczym (dla Polski wskaźnik ten wynosi 5%). Natomiast zatrudnienie we wszystkich gałęziach gospodarki związanych z motoryzacją wynosi 12,1 mln osób, co stanowi 6% wszystkich zatrudnionych w Unii.

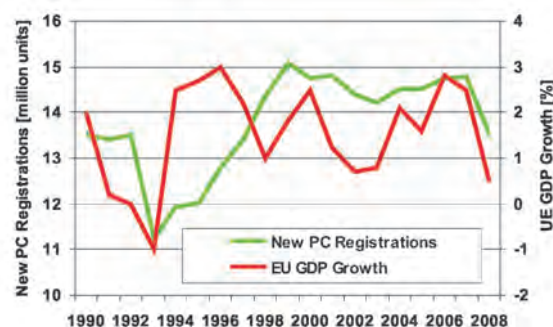


Fig. 3. New passenger car registrations and GDP growth in the EU [1, 2]

Rys. 3. Rejestracja nowych samochodów osobowych w UE a wzrost PKB

Produkcja pojazdów zależy od zapotrzebowania rynku. Zapotrzebowanie to z kolei zależy od koniunktury gospodarczej, która, jak już wspomniano, jest powiązana z zapotrzebowaniem na przewozy. Stąd też sprzedaż pojazdów użytkowych jest bardzo uzależniona od sytuacji gospodarczej (rys. 2). Popyt na samochody osobowe jest nieco słabiej powiązany ze stanem gospodarki (rys. 3), gdyż są one tylko w części wykorzystywane w działalności gospodarczej. Jednak na przykład utrudniony w okresie recesji dostęp do kredytów oraz niepewność sytuacji wpływają na mniejszą skłonność nabywców do zakupu samochodów osobowych.

consumption. Vehicles of this type constituted the basic profile of production for the so called big three – General Motors, Ford and Chrysler. As the availability of vehicles characterized by low fuel consumption was miniscule the sales of the big three began to drop. In the top 10 vehicles by *Consumer Reports* in 2006 not a single American car was listed. The situation was aggravated by the growing labor costs related to a strong position of trade unions. The final stab for the American automotive industry was the coming of the economic crisis that resulted in a limited financing, increase in the prices of raw materials and deteriorating financial situation of the potential buyers. The same consequences impacted the car manufacturers in the whole world though, to a lower extent than it was in the case of America.

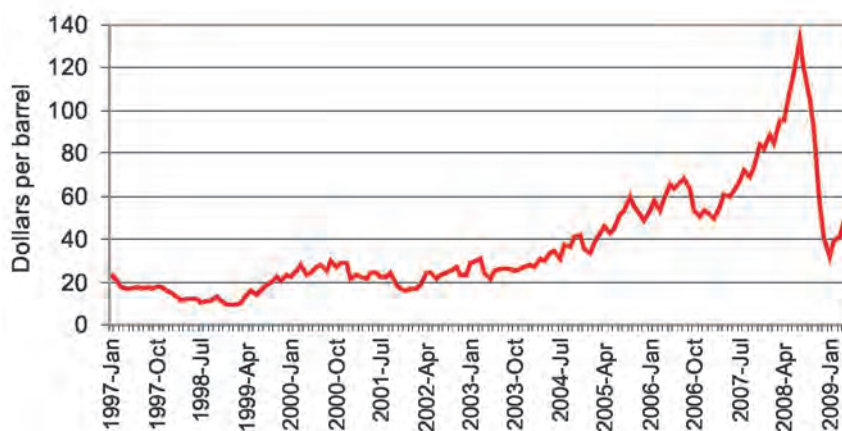


Fig. 4. Crude oil prices 1997-2009 [3]  
Rys. 4. Ceny ropy naftowej w latach 1997-2009 [3]

The main effect of the crisis is a significant drop in the production and sales of vehicles. It is forecasted that the production of *light-duty* vehicles in 2009 will be 50% lower than the year 2000 – the best in the last two decades (Fig. 5). In the EU and Japan the production of LDV will be approximately 25% lower than in their best years: 2001 for the EU, 2008 for Japan. Only the production in the emerging markets such as Brazil, China, India and Russia will drop insignificantly. The production in these markets has been growing since 2000 and due to the crisis it is merely to remain on a constant level.

In the EU the drop in the sales has most significantly afflicted the sector of commercial vehicles (Fig. 6). The drop in the sales over 20% came in August 2008. The worst month to date was April 2009 when the sales of the commercial vehicles were more than 40% lower than last year. In the subsequent months the drop in the sales was high as well and amounted to over 30%. The drop in the sales of the commercial vehicles was on the average level for the whole EU (Fig. 7) and was the lowest for the new EU member states. Bulgaria, Czech Republic, Estonia, Latvia and Romania have had a drop of approximately 70%.

Tak więc należy stwierdzić, że kondycja przemysłu motoryzacyjnego jest bardzo uzależniona od ogólnego stanu gospodarki światowej. Potwierdzeniem tego jest obecny kryzys przemysłu motoryzacyjnego, który, jakkolwiek zapoczątkowany innymi przyczynami, został istotnie pogłębiony przez kryzys finansowy.

## 2. Geneza kryzysu i jego wpływ na rynek samochodowy świata i Europy

Kryzys przemysłu motoryzacyjnego, który jest częścią globalnego spowolnienia gospodarczego, dotknął producentów na całym świecie, jednak najwcześniej i najsilniej pojawił się w USA. Amerykański przemysł samochodowy był już osłabiony przez rosnące ceny paliw związane z kryzysem energetycznym w latach 2003-2008 (rys. 4). Kryzys ten

zniechęcił klientów do zakupów pojazdów typu SUV i pick-up, które charakteryzowały się dużym zużyciem paliwa. Pojazdy tego typu stanowiły podstawowy profil produkcji tzw. „wielkiej trójki”, czyli firm General Motors, Ford i Chrysler. Wobec niewielkiej oferty pojazdów o mniejszym zużyciu paliwa, sprzedaż produktów „wielkiej trójki” zaczęła spadać. W ogłoszonym przez amerykański magazyn *Consumer Reports* w 2006 r. rankingu dziesięciu najlepszych samochodów nie znalazł się już ani jeden samochód amerykański. Sytuację pogarszały wysokie koszty pracy, związane z silną pozycją związków zawodowych. Ostatecznym jednak

ciosem dla amerykańskiego przemysłu samochodowego było nadejście kryzysu finansowego, którego skutkiem było ograniczenie kredytów, wzrost cen surowców oraz pogorszenie możliwości finansowych potencjalnych nabywców. Te same skutki dotknęły także producentów samochodów na całym świecie, choć w mniejszym stopniu niż koncerny amerykańskie.

Głównym efektem kryzysu jest znaczny spadek produkcji i sprzedaży samochodów. Przewiduje się, że w USA produkcja pojazdów *light-duty* (LDV) w 2009 r. będzie o prawie połowę mniejsza w porównaniu do najlepszego w ostatnich dwu dekadach roku 2000 (rys. 5). W Unii Europejskiej i Japonii produkcja pojazdów LDV będzie o około 25% mniejsza niż w najlepszych latach: rok 2001 dla Unii Europejskiej, 2008 dla Japonii. Jedynie produkcja na rynkach wschodzących, takich jak Brazylia, Chiny, Indie i Rosja nie będzie istotnie zmniejszona. Produkcja na tych rynkach od 2000 r. systematycznie wzrastała, natomiast teraz ulegnie stagnacji.

W Unii Europejskiej spadek sprzedaży najbardziej dotknął segment pojazdów użytkowych (rys. 6). Przekraczający 20% spadek sprzedaży nastąpił w sierpniu 2008 r.

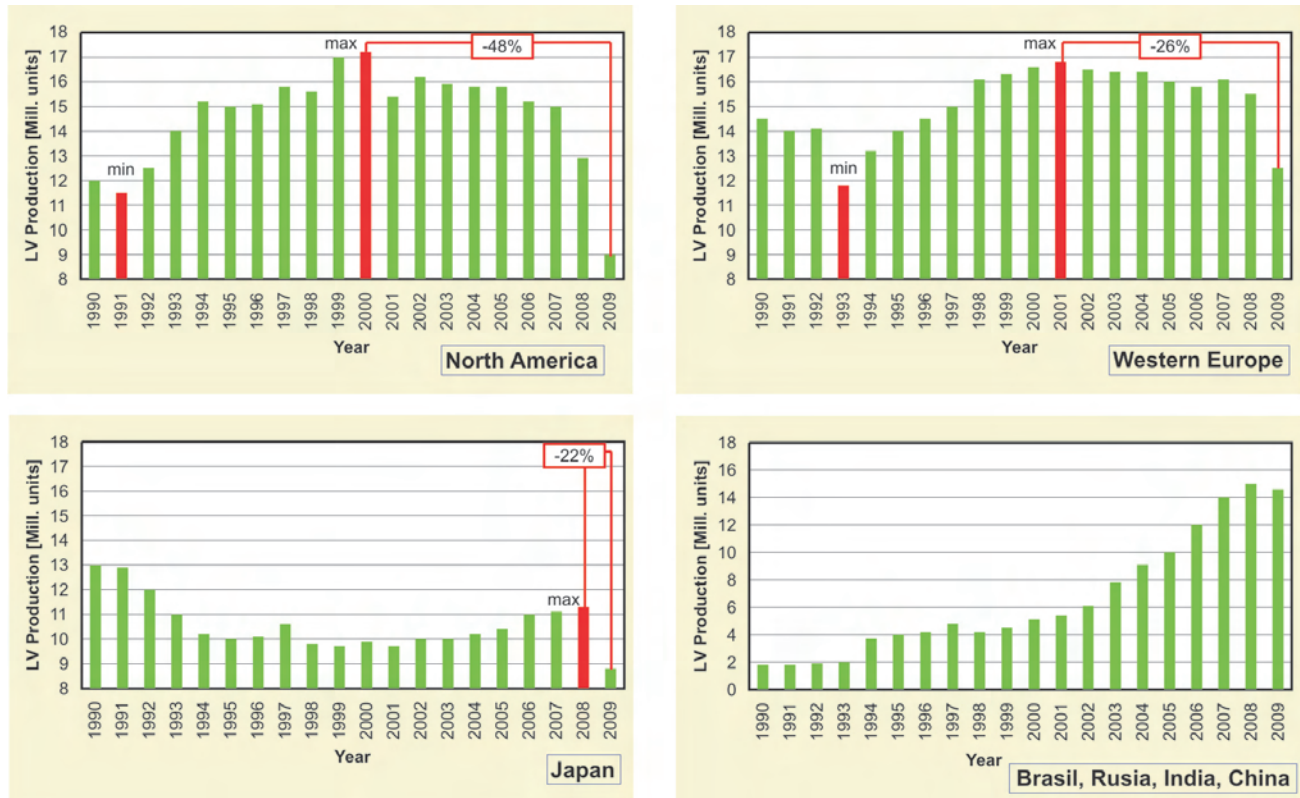


Fig. 5. Production of LDVs in different parts of the world 1990-2009 [4]

Rys. 5. Produkcja pojazdów LDV w różnych częściach świata w latach 1990-2009 [4]

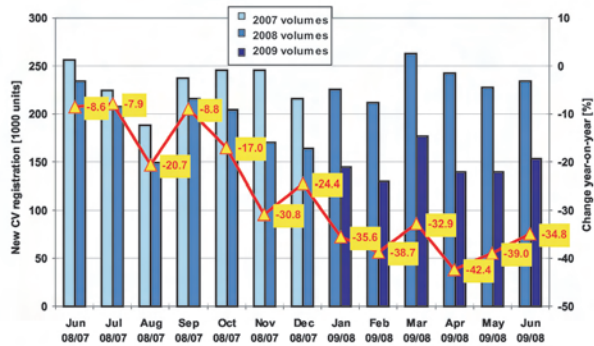


Fig. 6. New commercial vehicle registration in Europe from June 2008 to June 2009 [2]

Rys. 6. Rejestracje nowych samochodów użytkowych w Europie od czerwca 2008 r. do czerwca 2009 r. [2]

The European market of passenger vehicles did not feel such a strong impact of the crisis as it was in the case of earlier described market of commercial vehicles. The first symptoms of the drop in the passenger vehicle sales were seen in August 2008 (Fig. 8) and the worst results in the said sales were recorded at the end of 2008 and the beginning of 2009. Ever since, the situation began to improve. In April 2009 the drop in the sales still exceeded 10% but in June for the first time in 14 months a slight growth in the sales was recorded. The April data (Fig. 9) indicate that Poland belonged to a unique group of countries where a growth in the number of newly registered passenger vehicles had been recorded.

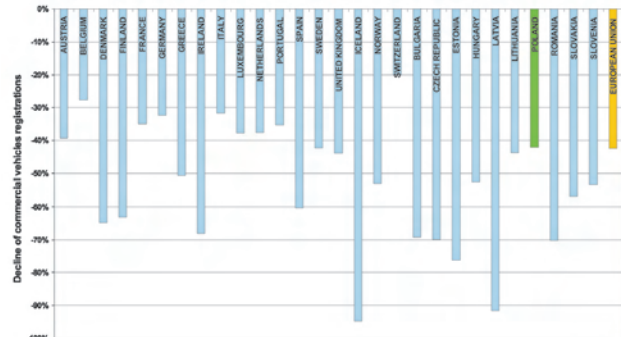


Fig. 7. Decline of new commercial vehicle registrations in Europe (April 2009 to April 2008) [2]

Rys. 7. Spadek liczby rejestrowanych pojazdów użytkowych w poszczególnych krajach europejskich (kwiecień 2009 r. w odniesieniu do kwietnia 2008 r.) [2]

Najgorszym miesiącem dotychczas był kwiecień 2009 r., gdy sprzedaż samochodów użytkowych była o ponad 40% mniejsza niż rok wcześniej. W kolejnych miesiącach spadek sprzedaży był także duży i wynosił ponad 30%. Zmniejszenie sprzedaży pojazdów użytkowych w Polsce kształtowało się na poziomie średnim dla całej Unii Europejskiej (rys. 7) i było najmniejsze wśród nowych krajów członkowskich Unii. Bułgaria, Republika Czeska, Estonia, Łotwa i Rumunia odnotowały spadek sprzedaży rzędu 70%.

Europejski rynek samochodów osobowych w mniejszym stopniu odczuł skutki kryzysu niż omówiony wcześniej rynek samochodów użytkowych. Pierwsze symptomy istotnego

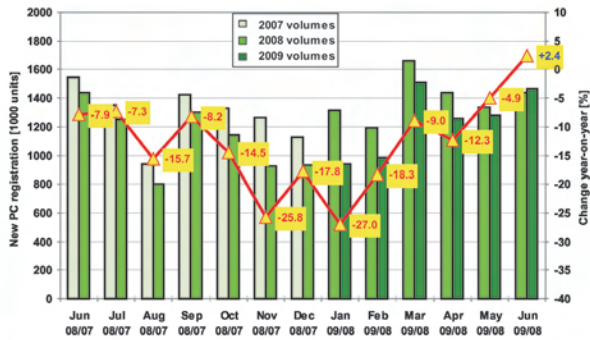


Fig. 8. New passenger car registrations in Europe from June 2008 to June 2009 [2]

Rys. 8. Rejestracje nowych samochodów osobowych w Europie od czerwca 2008 r. do czerwca 2009 r. [2]

The increase in the sales of new passenger vehicles is related to the subsidies from the EU member states and other incentives to recycle old vehicles and buy new ones (Fig. 10). In the largest automotive European market – Germany, the subsidies ended on 2 September 2009 and there were 2 million beneficiaries of this project. This project has also resulted in a several per cent increase in the sales in Polish dealerships. There is, however, a probability that without the sales artificial stimulating subsidies the drop in the sales in Germany may reach as much as 25%, which will make any attempts to correct the automotive market situation difficult. In Poland there were several scenarios of how to encourage drivers to exchange their old cars for new ones. Unfortunately, no projects were introduced that would stimulate the demand for new vehicles. That is why we should give Poland a high credit for the excellent sales results confirming a very stable financial situation of the buyers.

spadku sprzedaży samochodów osobowych pojawiły się w sierpniu 2008 r. (rys. 8), a najgorsze wyniki sprzedaży samochodów osobowych zanotowano na przełomie 2008 i 2009 r. Od tego czasu sytuacja ulega poprawie. Jeszcze w kwietniu 2009 r. spadek sprzedaży przekraczał 10%, natomiast w czerwcu odnotowano po raz pierwszy od 14 miesięcy niewielki wzrost sprzedaży. Dane z kwietnia wskazują (rys. 9), że Polska należała do nielicznego grona krajów, w których nastąpił wzrost liczby rejestracji nowych samochodów osobowych.

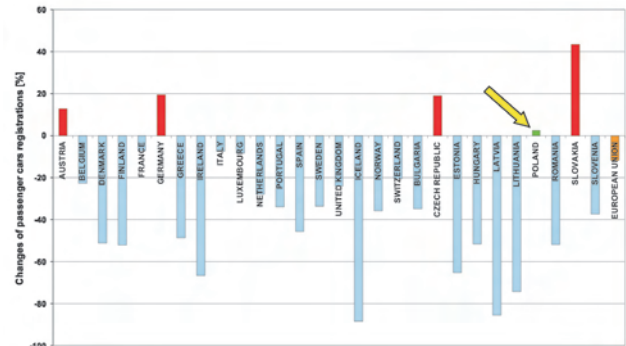


Fig. 9. Changes in new passenger car registrations in Europe (April 2009 to April 2008) [2]

Rys. 9. Zmiana liczby rejestracji nowych samochodów osobowych w poszczególnych krajach europejskich (kwiecień 2009 r. w odniesieniu do kwietnia 2008) [2]

Wzrost sprzedaży samochodów osobowych w dużym stopniu związany jest z wprowadzonymi w wielu krajach Unii Europejskiej programami dopłat i innych zachęt do złomowania starych i zakupu nowych samochodów (rys. 10). Na największym motoryzacyjnym rynku Europy – rynku niemieckim, program dopłat zakończył się 2 września 2009 r. i skorzystało z niego prawie 2 mln klientów. Program ten spowodował również kilkunastoprocentowy wzrost sprzedaży samochodów w polskich salonach. Istnieje, niestety, uzasadniona obawa, że bez dopłat, które stymulowały sztuczny popyt, spadek przyszłorocznej sprzedaży w Niemczech może wynieść nawet 25%, co znacznie utrudni poprawę sytuacji przemysłu motoryzacyjnego. W Polsce rozważane były różne scenariusze zachęt do wymiany samochodów na nowe. Ostatecznie jednak nie wprowadzono żadnego programu stymulującego popyt na nowe samochody. Dlatego bardzo wysoko należy ocenić dobre wyniki sprzedaży samochodów w Polsce, które świadczą o stabilnej sytuacji finansowej klientów.

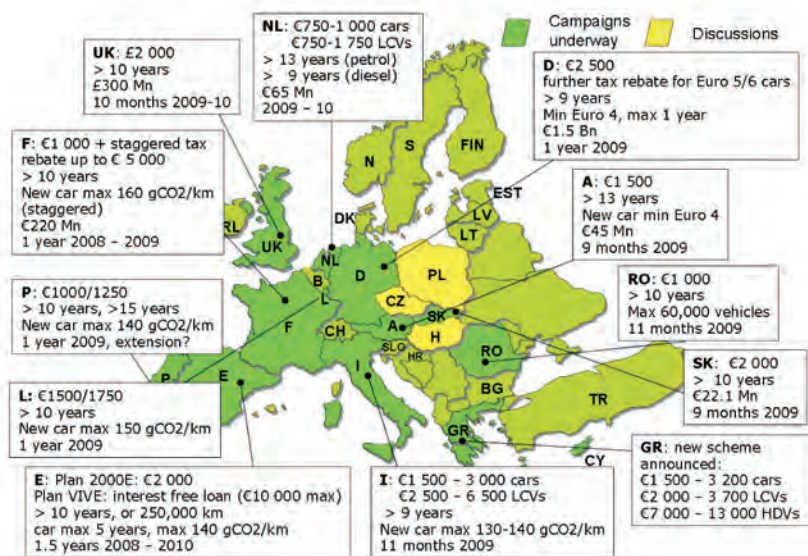


Fig. 10. Current fleet renewal schemes in the EU countries [2]

Rys. 10. Działania stymulujące odnowę floty samochodów w różnych krajach UE [2]

### 3. The situation of the automotive industry and automotive market in Poland

The automotive industry in Poland is one of the most important branches of the Polish economy. It has a 9.5% share in the production of sold items and almost a 16% share in the whole export from Poland in 2007. The automotive branch is also the largest employer in Poland.

In Europe Poland one of the most important vehicle manufacturer— Approximately 4% of the European automotive production comes from Poland. The employment in the automotive industry is not much lower than that of the UK, Italy and Spain (Fig. 11) and places our country in the sixth position in the EU. As far as the number of registered passenger vehicles is concerned Poland is also in the sixth position (Fig. 12). The main automotive production in Poland is realized in 16 facilities as shown in table 1.

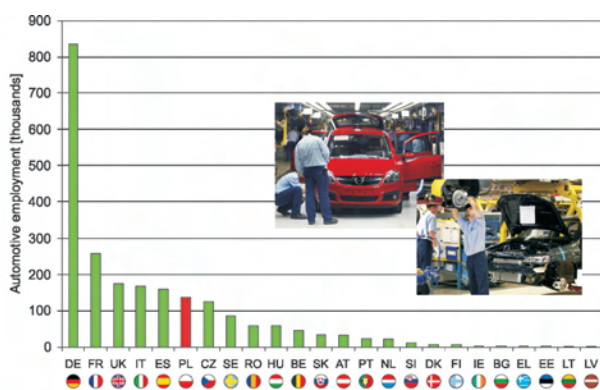


Fig. 11. Direct automotive employment by country (EU) [2, 5]

Rys. 11. Zatrudnienie w przemyśle motoryzacyjnym w poszczególnych krajach UE [2, 5]

### 3. Sytuacja przemysłu i rynku motoryzacyjnego w Polsce

Przemysł motoryzacyjny w Polsce należy do najważniejszych sektorów polskiej gospodarki, mając 9,5-procentowy udział w produkcji sprzedanej oraz blisko 16-procentowy udział w całym eksporcie z Polski w 2007 r. Branża samochodowa zaliczana jest także do grupy największych pracodawców.

W skali Europy Polska należy do liczących się producentów pojazdów – z Polski pochodzi około 4% europejskiej produkcji motoryzacyjnej. Zatrudnienie w przemyśle motoryzacyjnym w Polsce jest niewiele mniejsze niż w Wielkiej Brytanii, Włoszech i Hiszpanii (rys. 11) i plasuje nasz kraj na szóstym miejscu w Unii Europejskiej. Również szóste miejsce zajmuje Polska pod względem liczby zarejestrowanych samochodów osobowych (rys. 12). Główna

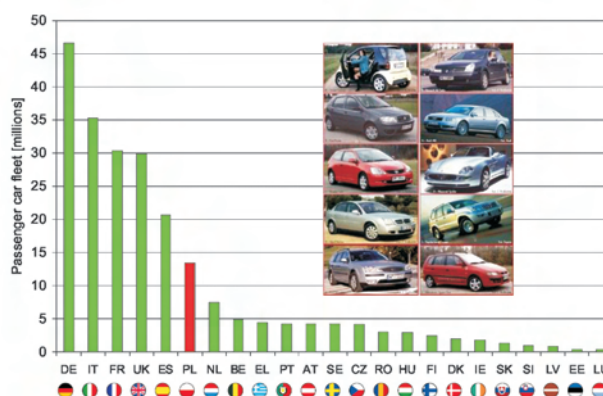


Fig. 12. Passenger car fleet by country (EU) [2, 5]

Rys. 12. Liczba samochodów osobowych w poszczególnych krajach UE [2, 5]

Table 1. Main automotive manufacturing facilities in Poland  
Tabela 1. Główne motoryzacyjne zakłady produkcyjne w Polsce

No.	Location	Manufacturer	Product
1	Bielsko-Biała	FIAT-GM	Engines, passenger vehicles/silniki, samochody osobowe
2	Bolechowo k. Poznania	Solaris	Busses and coaches/autobusy
3	Gliwice	General Motors Europe	Passenger vehicles/samoch. osobowe
4	Jelcz-Laskowice	Toyota Motor Europe	Engines/silniki
5	Lublin	ANDORIA MOT	Engines, light duty trucks/silniki, samochody dostawcze
6	Niepołomice	MAN Nutzfahrzeuge	Trucks/samochody ciężarowe
7	Polkowice	Volkswagen AG	Engines/silniki
8	Poznań	MAN Nutzfahrzeuge	Buses/autobusy
9	Poznań	Volkswagen AG	Light duty trucks/samoch. dostawcze
10	Słupsk	Scania AB	Buses/autobusy
11	Starachowice	MAN Nutzfahrzeuge	Trucks, coaches/samochody ciężarowe, autobusy
12	Tychy	FIAT Group	Passenger vehicles/samoch. osobowe
13	Wałbrzych	Toyota Motor Europe	Engines, transmissions/silniki, skrzynie biegów
14	Warszawa	UKRAVTO	Passenger vehicles/samoch. osobowe
15	Wrocław	AB VOLVO	Trucks, buses/samochody ciężarowe, autobusy
16	Wrocław	Jelcz	Buses/autobusy
17	Wrocław	Toyota Motor Europe	Engines/silniki

In 2008 in Poland a record number of passenger vehicles and light duty trucks were manufactured (931 500 units). A year before only 789.000 were manufactured. The production of vehicles in Poland is directly proportional to the demand in the foreign markets; most of the domestic production goes to export sales. The result of the crisis in the European markets was a 21% drop in the production of vehicles in the first half of 2009 as compared to the perfect 2008. It is, beyond doubt, a significant reduction in the production but it should be noted that other European markets feel the crisis even more. A better situation of Poland is a result of a stronger interest in small and cheap vehicles in the Western Europe the production of which constitutes the majority of our domestic automotive manufacturing. The small and cheap vehicle option is most frequently chosen by those who can benefit from the subsidies for recycling of their old cars in France and Germany. Among the Polish facilities that take the biggest advantage is FIAT which increases production in the time of crisis (Fig. 13).

Despite a growing production in the Tychy FIAT Auto Poland facility the production of the engines in Bielsko-Biala FIAT-GM Powertrain dropped significantly (Fig. 13). A similar situation is forecasted in the Volkswagen Motor Polska engine manufacturing facility in Polkowice (Fig. 14). The drop in the demand for diesel engines should be credited to a global reduction in the vehicle production and the fact that most of the buyers now choose the cheapest, gasoline models. In the Volkswagen facility in Poznan where light duty trucks are manufactured a production similar to previous years is forecasted. From the presented data we can draw a conclusion that the crisis in Poland is related to facilities manufacturing subassemblies rather than whole vehicles.

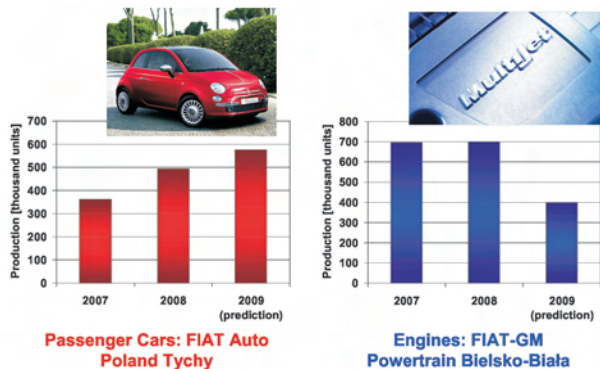


Fig. 13. The influence of the crisis on two FIAT automotive works located in Poland [6]

Rys. 13. Wpływ kryzysu na produkcję w polskich zakładach FIAT-a [6]

The only sector in the European automotive market that did not see a drop in the sales as a result of the crisis is the sector of buses. The orders for these vehicles are placed way in advance and their purchase is mostly financed from public resources. Poland is a large manufacturer of buses in Europe. There are several bus manufacturing plants in Poland that belong to foreign concerns (tab. 1) and a truly domestic manufacturer—SOLARIS. The latter forecasts in 2009 a further growth in the sales as compared to a very good 2008 (Fig. 15).

produkcja branży motoryzacyjnej w Polsce realizowana jest w szesnastu zakładach, których profil produkcyjny przedstawiono w tab. 1.

W roku 2008 wyprodukowano w Polsce rekordową liczbę, bo około 931,5 tys. samochodów osobowych i dostawczych. Rok wcześniej powstało niespełna 789 tys. pojazdów. Produkcja samochodów w Polsce jest wprost proporcjonalna do popytu na samochody na rynkach zagranicznych; większość rodzimej produkcji jest bowiem sprzedawana poza granicami Polski. Wynikiem kryzysu na rynkach europejskich był 21-procentowy spadek produkcji samochodów w Polsce w pierwszym półroczu 2009 r. w porównaniu z doskonałym rokiem 2008. Jest to niewątpliwie znaczna redukcja produkcji, niemniej należy zauważyć, że inne rynki europejskie odczuwają kryzys w jeszcze większym stopniu. Lepsza sytuacja Polski wynika w dużej mierze ze zwiększonego zainteresowania małymi, tanimi samochodami w Europie Zachodniej, których produkcja stanowi znaczną część krajowego przemysłu samochodowego. Najczęściej wybierają je kierowcy korzystający z dopłat za złomowanie starego samochodu w Niemczech i Francji. Wśród polskich zakładów motoryzacyjnych najbardziej korzysta z tego firma FIAT, która w czasach kryzysu zwiększa produkcję pojazdów (rys. 13).

Mimo rosnącej produkcji samochodów w zakładach FIAT Auto Poland w Tychach, produkcja silników w fabryce FIAT-GM Powertrain w Bielsku-Białej znacznie się zmniejszyła (rys. 13). Podobna sytuacja przewidywana jest także w wytwórni silników w zakładach Volkswagen Motor Polska w Polkowicach (rys. 14). Spadek zapotrzebowania na silniki o zapłonie samoczynnym należy wiązać z mniejszą globalnie produkcją samochodów oraz tym, że

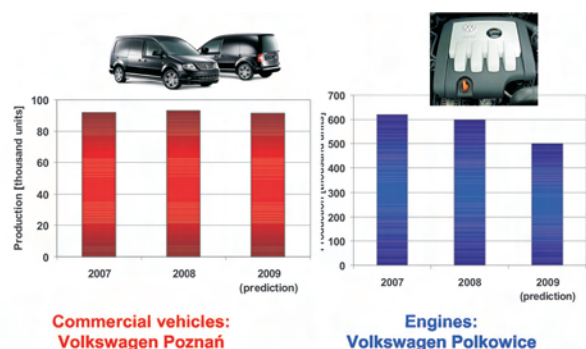


Fig. 14. The influence of the crisis on Volkswagen works in Poznań and Polkowice [6]

Rys. 14. Wpływ kryzysu na produkcję w zakładach firmy Volkswagen w Poznaniu i Polkowicach [6]

znaczna część klientów wybiera obecnie najtańsze modele samochodów wyposażone w silniki o zapłonie iskrowym. W zakładach Volkswagena w Poznaniu, gdzie produkowane są lekkie samochody dostawcze przewiduje się produkcję na poziomie zbliżonym do lat ubiegłych. Z przytoczonych danych można wnioskować, że kryzys w Polsce dotyczy raczej zakładów produkujących podzespoły pojazdów niż finalne pojazdy.

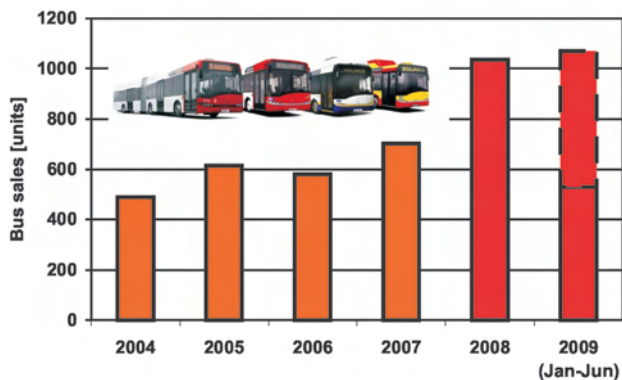


Fig. 15. SOLARIS Bus &amp; Coach Co. – bus sales results 2004-2009 [6]

Rys. 15. Wyniki sprzedaży autobusów firmy SOLARIS Bus & Coach w latach 2004-2009 [6]

#### 4. The influence of the crisis on the buyers' preferences

The financial crisis has changed the buyers' priorities when purchasing new vehicles. The cost of the purchase and the costs of maintenance are much more important factors than a year ago. The purchasers preferences have shifted towards smaller and cheaper vehicles and those of high fuel economy. In the top ten of the most popular vehicles purchased in the EU this year only vehicles from segments A, B and C (Fig. 16) were on the list.

A trend of constantly increasing engine capacity and engine power output in European vehicles continuing for over 20 years has now been reversed (Fig. 17). An average engine capacity in the vehicles in 2009 has been reduced to the level of the beginning of the 1990s. Taking the engine technology advancement and downsizing the average engine power output has decreased less – to the level observed four years ago. The trend of constant growth in popularity of diesel engines has also been reversed (Fig. 17). The share of these engines in vehicles manufactured in the years 2006-2008 exceeded 50% and in the first half of 2009 dropped to approximately 46%. To some extent this could be credited to the success of some gasoline engine solutions such as direct injection, but still the main reason for the drop in the sales of diesel engines is the price of this engine type.

The changes in customer preferences will require from the manufacturers to focus more on the energy efficient vehicles. Even in the American market, a very conservative one in this respect, considerable changes are imminent. The Big Three from which the automotive crisis began have undertaken action to develop technologies reducing fuel consumption as well as electric vehicle technologies.

Ford has announced a plan of intense electrification of its fleet. In 2010 they are to launch a fully electric utility van. A year later a fully electric sedan is planned for launch

Jedynym segmentem rynku pojazdów w Europie, który nie zanotował w okresie kryzysu spadku sprzedaży jest segment autobusów. Zamówienia na autobusy składane są ze znacznym wyprzedzeniem, a ich zakup w znacznej części finansowany jest ze środków publicznych. Polska jest liczącym się w Europie producentem autobusów. W naszym kraju istnieje kilka fabryk autobusów należących do koncernów zagranicznych (tab. 1) oraz rodzimy producent – firma SOLARIS. Ta ostatnia przewiduje w 2009 r. dalszy wzrost sprzedaży w porównaniu do bardzo dobrego 2008 r. (rys. 15).

#### 4. Wpływ kryzysu na preferencje klientów i rozwój pojazdów

Kryzys finansowy zmienił priorytety nabywców, którymi kierują się przy wyborze nowego samochodu. Znacznie większą rolę niż jeszcze rok temu odgrywa koszt zakupu i eksploatacji pojazdu. Preferencje klientów przesunęły się wyraźnie w kierunku pojazdów mniejszych i tańszych oraz oferujących małe zużycie paliwa. W pierwszej dziesiątce najchętniej kupowanych w Unii Europejskiej samochodów osobowych znalazły się w tym roku wyłącznie pojazdy z segmentów A, B i C (rys. 16).

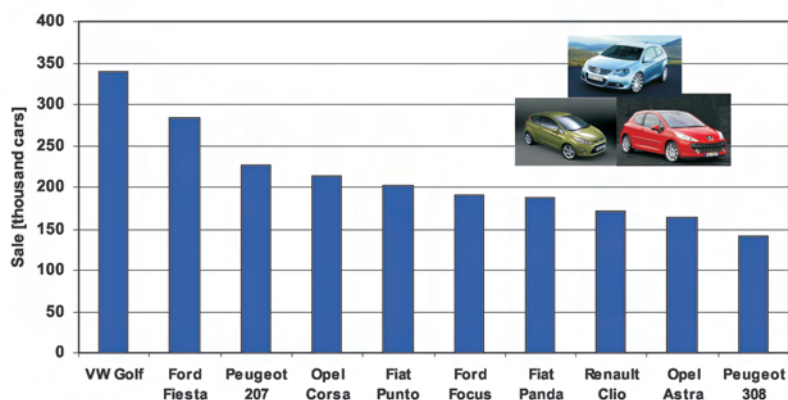


Fig. 16. The most popular new cars in EU (Jan-Jul 2009) [7]

Rys. 16. Dziesięć najchętniej kupowanych samochodów w Unii Europejskiej (I-VII 2009 r.) [7]

Utrzymująca się od prawie 20 lat tendencja wzrostu objętości skokowej i mocy silnika w europejskich samochodach uległa obecnie odwróceniu (rys. 17). Średnia objętość skokowa silników montowanych w pojazdach zmniejszyła się w 2009 r. do poziomu z początku lat dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku. Biorąc pod uwagę rozwój silników i tzw. *downsizing*, średnia moc silników spadła mniej, bo do poziomu sprzed czterech lat. Odwrócona została również tendencja stałego wzrostu popularności silników o zapłonie samoczynnym (rys. 17). W latach 2006-2008 udział tych silników w nowych samochodach osobowych przekraczał już 50%, natomiast w pierwszej połowie 2009 r. spadł do około 46%. W pewnym stopniu można to wiązać z rozwojem udanych konstrukcji silników o zapłonie iskrowym, wyposażonych w bezpośredni wtrysk paliwa, jednak jako

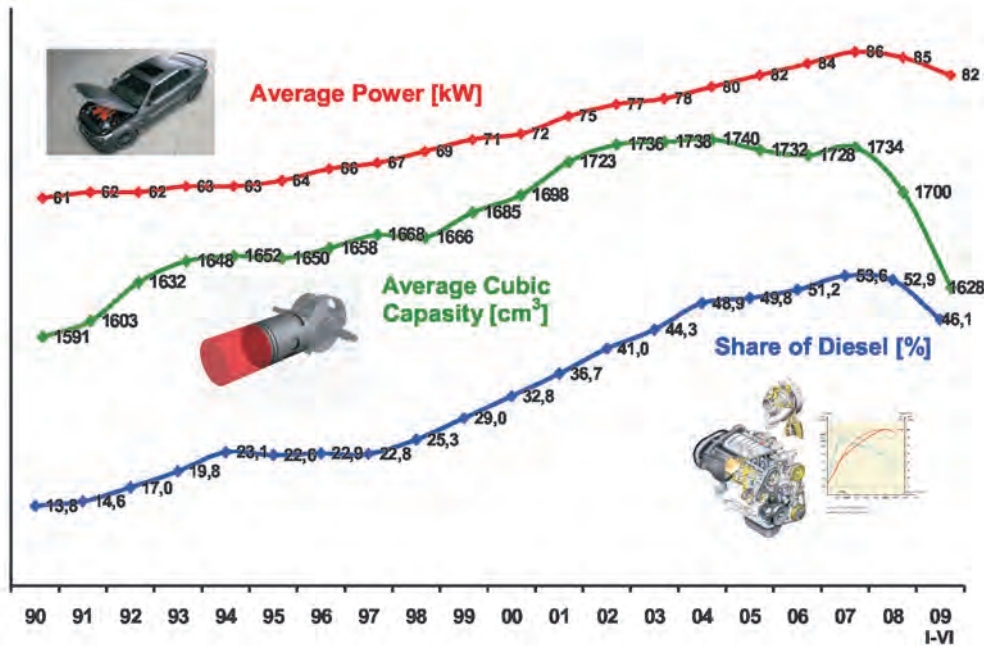


Fig. 17. Changes in customers' preferences over the last two decades [2]

Rys. 17. Zmiany preferencji nabywców nowych samochodów w ciągu ostatnich 20 lat [2]

into the market. In general, by 2012 Ford plans to offer a family of vehicles: hybrid, plug-in hybrid and fully electric. The Ford's capital expenditure for the technologies reducing fuel consumption are estimated at USD14 billion within the next 7 years. The planned effect is a 36% reduction of fuel consumption in Ford vehicles in 2015.

General Motors presented a market version of Chevrolet Volt (Fig. 18) which is to be launched into the market in 2010. The car uses a plug-in hybrid technology under the market name of Voltec. This technology enables a 65 mile cruise using the electric motor exclusively. In this system the electric engine is more than twice more powerful (111 kW) than the combustion engine (53 kW). GM plans to apply Voltec in



Fig. 18. Plug-in hybrid vehicle Chevrolet Volt presented at the 2009 Washington DC Auto Show

Rys. 18. Samochód z hybrydowym układem napędowym typu plug-in hybrid Chevrolet Volt zaprezentowany na Wystawie Samochodowej w Waszyngtonie w 2009 r.

główny czynnik należy wskazać wyższą cenę pojazdu wyposażonego w silnik o zapłonie samoczynnym.

Zmiana preferencji klientów wymagać będzie od producentów położenia większego nacisku na rozwój pojazdów energooszczędnych. Nawet na konserwatywnym w tym względzie rynku amerykańskim przewidywane są istotne zmiany. „Wielka trójka”, od której rozpoczął się kryzys przemysłu motoryzacyjnego, podjęła intensywne działania na rzecz rozwoju technologii zmniejszających zużycie paliwa oraz pojazdów elektrycznych.

Ford ogłosił plan intensywnej „elektryfikacji” floty produkowanych pojazdów. W roku 2010 na rynku ma pojawić się użytkowy van o napędzie czysto elektrycznym. Rok później planowane jest wprowadzenie na rynek elektrycznego sedana. Ogólnie do roku 2012 Ford zamierza zaoferować nabywcom rodzinę pojazdów o napędzie: hybrydowym, hybrydowym z możliwością ładowania akumulatorów z sieci elektrycznej (*plug-in hybrid*) oraz czysto elektrycznym. Nakłady Forda na technologie obniżające zużycie paliwa szacuje się na 14 miliardów dolarów w ciągu najbliższych 7 lat. Ich efektem ma być uzyskanie w 2015 r. zmniejszenia o 36% zużycia paliwa floty produkowanych przez Forda pojazdów.

General Motors przedstawił wersję produkcyjną samochodu Chevrolet Volt (rys. 18), który ma pojawić się w sprzedaży w 2010 r. W samochodzie tym zastosowano układ napędowy typu plug-in hybrid pod nazwą Voltec, który umożliwi przejechanie około 65 km, korzystając tylko z silnika elektrycznego. W układzie tym silnik elektryczny ma ponad dwa razy większą moc (111 kW) niż silnik spalinowy (53 kW). GM planuje zastosowanie układu Voltec także w innych swoich pojazdach. W ciągu najbliższych 4 lat GM przewiduje inwestycje rzędu 2,9 miliarda dolarów w rozwój pojazdów o mniejszym

other vehicles as well. Within the next 4 years GM forecasts to invest approximately USD 2.9 billion in the research and development seeking fuel reduction and alternative fuel solutions. The planned result is to launch 15 hybrid models by 2012 as well as making at least half of the manufactured fleet of vehicles compliant with the E85 technology.

Chrysler plans to introduce into the market a higher number of smaller vehicles of lower fuel consumption. In 2010 they plan to fit a hybrid drivetrain in Dodge Ram – their flagship pick-up truck and developing the first fully electric Chrysler vehicle. Similarly to GM Chrysler forecasts that by 2012 half of the manufactured vehicles will comply with the flex-fuel technology. All in all, the success of the Big Three and their plans will largely depend on their possibilities of securing necessary financing for the said investments. To date they have applied for financing of over USD 20 billion for the development of energy efficient vehicles

## 5. Conclusions

The automotive industry is one of the branches that suffered most as a result of the recession initiated by the financial crisis. We can suspect that the crisis in the automotive industry will generate long term adverse economic effects as this particular sector stimulates all the other branches of industry. These results may extend the recession itself and reduce the pace at which the world economies overcome the crisis. Currently, there is no uniform opinion among the experts as to the duration and intensity of the automotive crisis. The forecast presented by Business Monitor International – Automotives Insight indicates that the car sales in the coming years will grow but the scenario of this growth will depend on the result obtained in this year (Fig. 19).

For the last 10 years the sales in the EU remained on a constant level that amounted to 16.7–17.7 million vehicles. From the first half of 2008 the vehicle sales dropped rapidly

zużyciu paliwa oraz zasilanych paliwami alternatywnymi. Efektem tego ma być zaoferowanie nabywcom do 2012 r. 15 modeli pojazdów hybrydowych oraz dostosowanie co najmniej połowy floty produkowanych pojazdów do zasilania paliwem E85.

Firma Chrysler zamierza wprowadzać na rynek większą liczbę mniejszych pojazdów o zmniejszonym zużyciu paliwa. W roku 2010 planowane jest zastosowanie napędu hybrydowego we flagowym pick-upie Dodge Ram oraz opracowanie pierwszego samochodu elektrycznego koncernu Chrysler. Podobnie jak GM, również Chrysler przewiduje, że do 2012 r. połowa produkowanych przez niego pojazdów będzie typu flex-fuel. Ostatecznie powodzenie ambitnych planów „wielkiej trójki” zależy będzie w znacznej mierze od możliwości pozyskania niezbędnych środków finansowych na inwestycje. Do tej pory złożyli oni wnioski kredytowe na ponad 20 miliardów dolarów z przeznaczeniem na rozwój pojazdów o wysokiej sprawności energetycznej.

## 5. Podsumowanie

Przemysł motoryzacyjny jest jednym z sektorów gospodarki, które najbardziej ucierpiały w wyniku recesji zapoczątkowanej kryzysem finansowym. Można się spodziewać, że kryzys sektora motoryzacyjnego będzie generował odległe negatywne skutki gospodarcze, gdyż sektor ten stymuluje wiele innych, różnych gałęzi gospodarki. Skutki te mogą przyczynić się do przedłużenia okresu recesji i spowolnić tempo wychodzenia z kryzysu. Obecnie brak jest wśród ekspertów jednomyślności odnośnie do perspektywy czasowej i stopnia nasilenia kryzysu przemysłu motoryzacyjnego. Prognoza przedstawiona przez Business Monitor International – Automotives Insight wskazuje, że sprzedaż samochodów w następnych latach będzie wzrastać, jednak scenariusz tego wzrostu zależy będzie od wyniku uzyskanego w bieżącym roku (rys. 19).

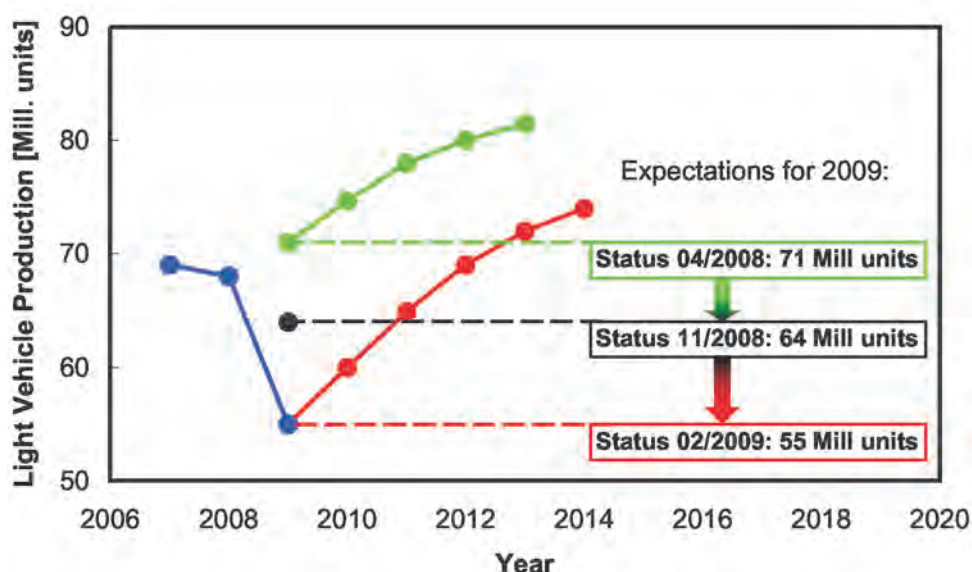


Fig. 19. The scenarios of changes in global LDV production [4]

Rys. 19. Scenariusze zmian liczby produkowanych na świecie pojazdów LDV [4]

Przez ostatnie 10 lat sprzedaż w Unii Europejskiej utrzymywała się na podobnym poziomie, wynosząc 16,7 do 17,7 mln pojazdów. Od połowy 2008 r. sprzedaż pojazdów gwałtownie zmalała o prawie 3,5 mln pojazdów poniżej poziomu ustalonego w minionych latach. Spadek sprzedaży na rynkach krajowych, wraz z załamaniem kluczowych rynków eksportowych, doprowadził do znacznego pogorszenia sytuacji ekonomicznej producentów. Przewidywany w 2009 r. 20-procentowy spadek sprzedaży samochodów w Unii Europejskiej oznaczać będzie zmniejszenie dochodów producentów o około 60 miliardów euro.

by almost 3.5 million below the constant level set in the previous years. The drop in the sales in the domestic markets along with the collapse of the export markets have led to a bad financial situation of the manufacturers. The forecasted 20% drop in the sales of passenger vehicles for 2009 in the EU will translate into a drop in the manufacturers' revenues by approximately euro 60 billion.

The production of vehicles is characterized by a relatively low margin policy, high fixed costs and high capital expenditure on research and development related to the environment protection. Without access to financing during the crisis some of the manufacturers will face the threat of bankruptcy along with their suppliers and other related businesses. Hence, it is very important to initiate legislative actions that would stimulate the vehicle demand and production as well as facilitate financing.

As compared with other countries the financial crisis in Poland is rather mild. The difficulties mostly pertain to suppliers than the final product manufacturers. The shift in the market towards smaller, cheaper and more economical vehicles is advantageous from the point of view of the Polish vehicle manufacturing profile. That is why, Fiat Panda, manufactured in Tychy places 7th in the list 9th of the most frequently purchased vehicles in Europe.

The sales of new passenger vehicles in Poland from January to August 2009 amounted to 214 626 units which is a growth by 1% as opposed to the same period in the previous year. This should be credited to a customers' positive vetting of their financial situation and optimistic data related to the condition of the Polish economy. In the second quarter of 2009 Poland was the only country in the EU that recorded an increase in the GDP (by 1.1%). The economies of Greece and Cyprus, that also recorded an increase in the first quarter, in the second quarter did not sustain the results (drop in GDP by 0.2 and 0.7%).

For the vehicle purchasers the crisis turned out very advantageous. A lower demand for vehicles generated better competition in the market and the necessity to come up with more attractive offers. Additional benefits for the purchasers are the subsidies for new vehicle purchase introduced in many countries. Another good result of the crisis is that the works on energy efficient vehicles (hybrid, electric, alternative fuel vehicles) have sped up.

Produkcja pojazdów charakteryzuje się względnie niskimi marżami, wysokimi kosztami stałymi oraz dużymi nakładami związanymi z rozwojem nowych, przyjaznych środowisku technologii pojazdów. Bez dostępu do środków finansowych w okresie kryzysu niektórym producentom grozić będzie bankructwo, a upadek producentów stanowić będzie zagrożenie dla setek poddostawców i innych firm z nimi współpracujących. Stąd bardzo istotne są działania legislacyjne stymulujące popyt i produkcję pojazdów, a także ułatwienia kredytowe.

W porównaniu do innych krajów przebieg kryzysu przemysłu motoryzacyjnego w Polsce można uznać za łagodny. Trudności dotyczą w większym stopniu poddostawców, niż finalnych producentów pojazdów. Przesunięcie popytu rynku w kierunku samochodów mniejszych, tańszych i o mniejszym zużyciu paliwa jest korzystne z punktu widzenia polskiego profilu produkcji samochodów. Z tego względu produkowany w Tychach FIAT Panda zajmuje siódme miejsce wśród najchętniej kupowanych samochodów w Europie.

Sprzedaż nowych samochodów osobowych w Polsce w okresie od stycznia do sierpnia 2009 r. wyniosła 214 626 pojazdów, co oznacza wzrost o 1% w stosunku do analogicznego okresu ubiegłego roku. Należy wiązać to z pozytywną oceną przez potencjalnych klientów swojej sytuacji finansowej oraz optymistycznymi danymi na temat stanu polskiej gospodarki. W drugim kwartale 2009 r. Polska była jedynym krajem w Unii Europejskiej, który zanotował wzrost PKB (o 1,1%). Gospodarki Grecji i Cypru, które obok Polski odnotowały wzrost PKB w pierwszym kwartale, w drugim radziły sobie już gorzej (spadek PKB odpowiednio o 0,2 i 0,7%).

Dla nabywców samochodów kryzys okazał się korzystny. Mniejszy popyt na samochody wywołał wzrost konkurencji na rynku i konieczność wprowadzenia korzystniejszych ofert dla klientów. Dodatkowo korzyści dla nabywców zapewniają wprowadzone w wielu krajach programy dopłat przy zakupie nowego pojazdu. Innym korzystnym następstwem kryzysu jest przyspieszenie prac nad rozwojem energooszczędnych pojazdów, w szczególności hybrydowych i elektrycznych oraz pojazdów zasilanych paliwami alternatywnymi.

## Bibliography/Literatura

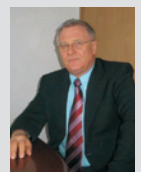
- [1] Dane EUROSTAT – European Statistical Office:  
[www.ec.europa.eu/eurostat](http://www.ec.europa.eu/eurostat).
- [2] Dane European Automotive Manufacturers' Association:  
[www.acea.be](http://www.acea.be).
- [3] Dane US Energy Information Administration:  
[www.eia.doe.gov](http://www.eia.doe.gov).
- [4] Dane Business Monitor International - Automotives Insight:  
[www.autosinsight.com](http://www.autosinsight.com).
- [5] Dane Głównego Urzędu Statystycznego: [www.stat.gov.pl](http://www.stat.gov.pl).
- [6] Informacja własna z firm: FIAT, Volkswagen, SOLARIS.
- [7] Dane Instytutu Badań Rynku Motoryzacyjnego SAMAR:  
[www.samar.pl](http://www.samar.pl).

## Paper reviewed

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

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

e-mail: [jerzy.merkisz@put.poznan.pl](mailto:jerzy.merkisz@put.poznan.pl)



## The analysis of a possibility of construction of a START–STOP system based on an elastic type mechanical starter-accumulator

*The paper presents research results of a combustion engine ignition start-up process for a city car with the use of a conventional electric starter-motor and with the use of rubber elastic components. The objective of the research work was to compare the ignition dynamics of both concepts and determine the necessary parameters for the rubber elastic components.*

*The results of the performed research contain the course of torque; the energy and power needed for the ignition are shown on the diagrams. A comparison of these two systems shows that the use of the system with the elastic components having reasonable weight is sufficient enough for a reliable ignition and its mechanical parameters are similar to or even better than the electric starter-motor ignition. Positive results became the basis for the initiation of design works on a concept of a new mechanical START-STOP- system. The preliminary assumption as well as the concept of an integrated mechanical device that combines both the engine starter and the energy accumulator have been presented. The last paragraph describes possible advantages of the new START-STOP system, among which the most important are high energy and cost efficiency as well as its simplicity.*

Key words: hybrid drivetrain, START-STOP systems, elastic type mechanical accumulators

### Analiza możliwości zbudowania systemu START–STOP w oparciu o mechaniczny rozrusznik-akumulator typu sprężystego

*Celem prac badawczych przedstawionych w artykule było określenie parametrów rozruchu silnika spalinowego z użyciem rozrusznika elektrycznego oraz zbudowanie i zbadanie modelowego mechanicznego układu rozruchowego, wykorzystującego gumowe elementy sprężyste. Wyniki badań rozruchu silnika obydwoma sposobami, zawierające przebiegi momentu obrotowego oraz energii i mocy rozruchu, przedstawiono na wykresach. Stwierdzono, że uzyskane wyniki badań wskazują na możliwość zbudowania systemu START–STOP wykorzystującego mechaniczny rozrusznik-akumulator. Przedstawiono wstępne założenia konstrukcyjne takiego urządzenia oraz wymieniono spodziewane zalety, z których najważniejsze to prostota i niski koszt oraz wysoka sprawność energetyczna.*

Słowa kluczowe: napędy hybrydowe, systemy START–STOP, mechaniczne akumulatory energii typu sprężystego

## 1. Introduction

The START-STOP systems serve the purpose of an automatic combustion engine shut-off during each vehicle stop if a predetermined time limit is exhausted and its restart when the driver intends to continue driving. They assure considerable savings in fuel consumption; 10% on average in urban traffic, and particularly under heavy operating conditions, e.g. while driving in highly congested traffic (traffic jams) or in the case of vehicles driven by postmen (even up to 20%). The START-STOP systems, in hybrid drivetrain systems are classified as micro-hybrids due to a relatively low power output of the auxiliary (secondary) power source. Such commercially available systems are of electric type only, which means that the engine start occurs with the use of energy accumulated in an electrochemical battery [9–11]. In spite of the fact that popularity of these systems grows constantly, it should be noted that such systems feature a relatively low watt-hour efficiency (about 60%), they are rather expensive and constitute a source of ecological burden due to a more intense wear of larger batteries. J. Dzida, the co-author of the paper, for many years has been promoting the idea of a use of mechanical accumulators in hybrid vehicle systems

## 1. Wstęp

Systemy STOP–START służą do automatycznego wyłączania silnika spalinowego w czasie każdego postoju pojazdu, którego czas przekracza ustalony limit, oraz jego ponownego włączenia, gdy kierowca chce kontynuować jazdę. Dają one znaczące oszczędności w zużyciu paliwa – średnio w ruchu miejskim 10%, a w szczególnie niekorzystnych warunkach eksploatacji, np. jazda w korku, czy użytkowanie samochodu przez listonosza, nawet do 20%. Systemy STOP–START, w grupie hybrydowych układów napędowych, są zaliczane do tzw. micro-hybrid ze względu na stosunkowo małą moc dodatkowego (wtórnego) źródła energii. Dostępne na rynku takie systemy są wyłącznie typu elektrycznego, to znaczy, że uruchamianie silnika spalinowego odbywa się rozrusznikiem elektrycznym z wykorzystaniem energii zgromadzonej w akumulatorze elektrochemicznym [9–11]. Mimo że rośnie popularność tego typu układów, to trzeba zauważyć, że mają one stosunkowo niską sprawnością energetyczną (ok. 60%), są dość drogie i powodują problemy ekologiczne przez szybsze zużywanie większych akumulatorów. Współautor artykułu, Jan Dzida, od kilku lat przedstawia ideę stosowania

[1–5]. As we already know, two types of such accumulators are used: kinetic (inertia type) storing mechanical energy in the form of kinetic energy of a gyrating plunger, and elastic type storing energy in the form of potential energy through a deformation of elastic elements. In particular, the accumulators of elastic type are almost forgotten today and are not taken into consideration in the design of hybrid systems. The cited publications point to the necessity of repeated analysis of the feasibility of such type of accumulators in vehicles. In spite of their disadvantages such as low mass density of energy storage, difficulties in control of the torque value in the loading and unloading stages and the presence of high peak values of the elastic tension, it is also worth pointing to the important and forgotten advantages. Among these are: high energy efficiency resulting from a lack of transfer of the mechanical energy into other types of energy (when used in mechanical devices), possibility of a development of high power output in short periods of time and simplicity. As the example of a perfect implementation of the elastic mechanical accumulator we can refer to a cross-bow, which as a small weapon competitive to fire-arms has been used for centuries [12] (Fig. 1).



Fig. 1. Contemporary cross-bow as an example of the use of the advantages of elastic type mechanical accumulator

Rys. 1. Współczesna kusza jako przykład wykorzystania zalet mechanicznego akumulatora typu sprężystego

When looking for possibilities of utilization of a mechanical type accumulators in hybrid drive systems, the problem of engine start-up is of special significance. One can notice a considerable analogy between shooting of an arrow from a cross-bow and a start-up of a combustion engine. Both these processes take place quickly and consume a given dosage of energy. Such an observation have resulted in initiating by the authors of more detailed analyses of the engine start-up issue with respect to the possibilities of construction of a mechanical start-up system, and as a consequence, a new START-STOP system. The authors decided to perform experimental tests, on an test car, which would enable to specify:

- the required value of starting torque and duration of the start-up,

wania w hybrydowych układach napędowych pojazdów akumulatorów mechanicznych [1–5]. Jak wiadomo, są dwa rodzaje takich akumulatorów: kinetyczne (inercyjne), które magazynują energię mechaniczną w postaci energii kinetycznej wirującego bezwładnika oraz typu sprężystego, które magazynują energię w postaci potencjalnej przez odkształcenie sprężystych elementów roboczych. Akumulatory typu sprężystego dzisiaj są prawie zapomniane i nie brane pod uwagę w budowie układów hybrydowych. W wymienionych publikacjach wskazuje się na celowość analizy ponownego wykorzystania tych akumulatorów w pojazdach. Mimo ich wad, takich jak mała masowa gęstość magazynowania energii, trudności w sterowaniu wartością momentu obrotowego w fazie ładowania i rozładowania oraz występowanie dużych szczytowych wartości sił napęcia sprężystego, można również wskazać ważne zalety. Są to: wysoka sprawność energetyczna wynikająca z braku przetwarzania energii mechanicznej na inne rodzaje (przy ich wykorzystywaniu w urządzeniach mechanicznych), możliwość osiągnięcia dużych mocy w krótkich odcinkach czasu i prostota. Jako przykład doskonałego wykorzystania zalet mechanicznego akumulatora sprężystego można podać kuszę, która jako broń strzelecka jest konkurencyjna w odniesieniu do broni palnej i jest stosowana od wielu wieków do dzisiaj [12] (rys. 1).

Przy poszukiwaniu możliwości zastosowania mechanicznych akumulatorów energii typu sprężystego w hybrydowych układach napędowych szczególną uwagę zwraca problem rozruchu silnika. Można zauważyć analogię między wyrzuceniem strzały z kuszy a rozruchem silnika spalinywego. Obydwa procesy trwają krótko i wymagają zużycia określonej dawki energii. To spostrzeżenie spowodowało podjęcie przez autorów niniejszego artykułu dokładniejszych analiz rozruchu silnika spalinywego pod kątem możliwości zbudowania mechanicznego urządzenia rozruchowego, a w dalszej konsekwencji nowego systemu STOP–START. Uznano, że jest bardzo pożądane wykonanie badań doświadczalnych, na przykładowym samochodzie osobowym, które pozwolą określić:

- wymaganą wartość rozruchowego momentu obrotowego i czas trwania rozruchu
- wymaganą energię i moc rozruchu
- orientacyjną masę sprężystych elementów odkształczalnych umożliwiających rozruch.

Przyjęto, że uzyskanie tych informacji z badań doświadczalnych pozwoli z dużą pewnością ocenić możliwość zbudowania mechanicznego systemu STOP–START, którego podstawowym zespołem będzie zintegrowany mechaniczny rozrusznik–akumulator.

## 2. Badania doświadczalne

### 2.1. Badania rozruchu silnika spalinywego przy użyciu rozrusznika elektrycznego

Zaplanowane badania doświadczalne potrzebne do wykonania analizy dotyczącej zbudowania nowego systemu STOP–START wykonano w Katedrze Silników Spalinywych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Biel-

- the required energy and power for the start-up,
- approximate mass of deformable elastic elements which enable the start-up.

It was assumed, that the information obtained in the course of the experimental tests would enable the high certainty level assessment of a possibility of mechanical START-STOP system construction with integrated mechanical starter-accumulator as its main unit.

## 2. Experimental tests

### 2.1. Tests of combustion engine start-up with the use of electric starter-motor

Scheduled experimental tests necessary to analyze the possibility of a construction of a new START-STOP system were accomplished in the Faculty of Combustion Engines and Vehicles in Bielsko-Biala Technical University. A Fiat Seicento SX car powered by a four cylinder, spark ignition 899 ccm engine was selected as the object of the tests.

Firstly, in order to have the results that would serve as a comparison and assessment of the engine start-up with the use of elastic elements, the authors performed a testing of a traditional, electric start-up system. In the course of the tests two parameters in the function of time were recorded: current intensity and, indirectly, engine speed. As a source of energy one implemented a standard automotive battery. The engine start-up was activated traditionally by a driver through an ignition switch. The schematics of the test bed has been shown in Fig. 2.

The engine speed was measured indirectly through a single drive shaft connected to the power transmission system. The road wheel assigned to that drive shaft was disassembled for the testing (Fig. 3). Test car was fitted with a simple differential gear (without increased internal friction), which enabled a free rotation of the wheel hub. Taking the gear ratio values into account, the measurement system enabled a determination of the kinematical parameters of the combustion engine start-up (on engine crankshaft). Such a measurement method was motivated by the fact that the authors' Faculty owns a precise apparatus for the measurement of the speed of the vehicle road wheel the a unification of the proceedings in case of further tests. The measurement of current intensity in the tests was done with the use of a measuring shunt connected in series to the vehicle electrical system to the positive end of the battery.

skru-Białej. Jako obiekt wybrano samochód Fiat Seicento SX napędzany czterocyndrowym silnikiem o zapłonie iskrowym i pojemności skokowej 899 cm<sup>3</sup>.

W pierwszej kolejności badano tradycyjny rozruch elektryczny, w celu uzyskania wyników, które będą bazą do porównań i oceny rozruchu przy użyciu elementów sprężystych. Podczas badań rejestrowano w funkcji czasu dwa parametry: natężenie prądu i pośrednio prędkość obrotową wału korbowego silnika spalinowego. Źródłem energii elektrycznej do wykonania rozruchu był standardowy akumulator samochodu. Uruchamianie silnika wykonywane było tradycyjnie przez kierowcę za pomocą włącznika zapłonu. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 2.

Pomiaru prędkości obrotowej wału korbowego silnika dokonywano w sposób pośredni, przez pomiar prędkości obrotowej jednej półosi napędowej samochodu połączonej poprzez mechanizmy przeniesienia napędu z wałem korbowym. Podczas badań koło na tej półosi napędowej było zdemontowane (rys. 3). Badany samochód miał prosty mechanizm różnicowy (bez zwiększonego tarcia wewnętrznego), co umożliwiała swobodny obrót piasty koła. Układ pomiarowy, przy uwzględnieniu znanych wartości przełożeń mechanicznych, pozwalał określić parametry kinematyczne rozruchu silnika spalinowego (na jego wale korbowym).

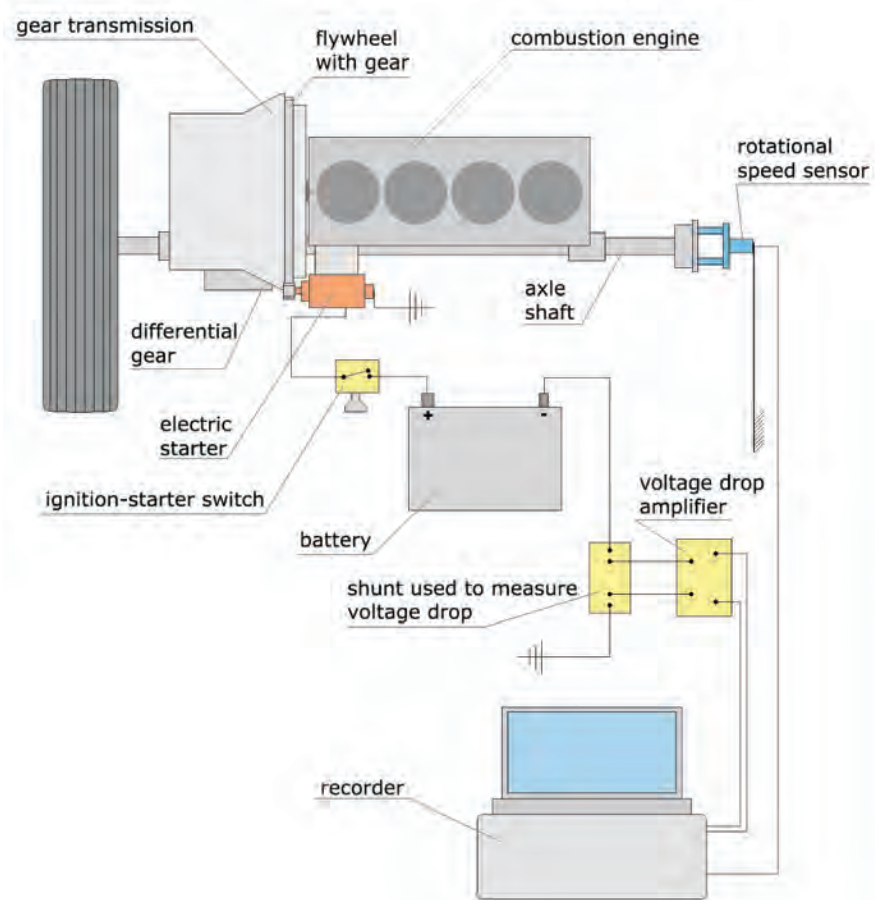


Fig. 2. Schematics of the test bed for the combustion engine electric starter-motor start-up  
Rys. 2. Schemat stanowiska do badań rozruchu silnika spalinowego za pomocą elektrycznego rozrusznika



Fig. 3. The view of the wheel hub with the speed sensor and the shunt for the measurement of the starting current

Rys. 3. Piasta koła samochodu z czujnikiem prędkości obrotowej i bocznikiem do pomiaru prądu rozruchu

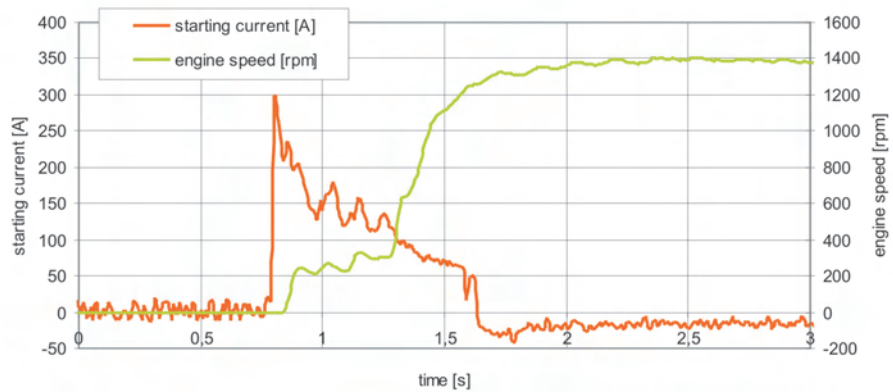


Fig. 4. Exemplary courses of the speed and starting current of the combustion engine crankshaft in the function of time (electric start-up)

Rys. 4. Przykładowe przebiegi prędkości obrotowej i prądu rozruchowego na wale korbowym silnika spalinowego w funkcji czasu (rozruch elektryczny)

The example courses of the speed and current intensity during engine start-up are shown in Fig. 4. In the next analyses, the course of the starting current intensity was substituted with torque calculated with the help of the available characteristics of the starter-motor.

**2.2. The test of the engine start-up with the use of the elastic elements**

The tests were performed with the engine fitted in the car. In order to enable a simple performance of the tests and to avoid any manipulation in the drivetrain system of the car, the authors decided to perform the testing start-ups through a supply of driving force to a single axle drive shaft. The schematics of the model of the mechanical start-up system and the implemented measuring apparatus are shown in Fig. 5. A few rubber cables connected in parallel were used as the elastic element. The load generating torque needed for the engine start was applied to the rim of the road wheel. Through the drivetrain system, the torque was transferred to the engine crankshaft. Instead of a complete road wheel (the rim and the tyre), the authors used a properly customized one (Fig. 6). The hook fitted in the rim enabled an automatic disconnection of the rubber cable after the engine start-up. The second end of the rubber cable was connected with a stiff cable. For safety reasons, the cable was reeled on the supporting pulley which enabled to change the direction of the force by 90°. Behind the pulley a load sensor and clamp were positioned, which blocked the cable while wound up in the whole system. A general view of the car and the recording system used is shown in Fig. 7.

Uzasadnieniem tej metody było posiadanie przez Katedrę Silników Spalinowych i Pojazdów precyzyjnej aparatury do pomiaru i rejestracji prędkości obrotowych kół jezdnych samochodu oraz chęć ujednoczenia postępowania z dalszymi badaniami. Pomiaru natężenia prądu w trakcie rozruchu dokonano przy użyciu bocznika pomiarowego podłączonego

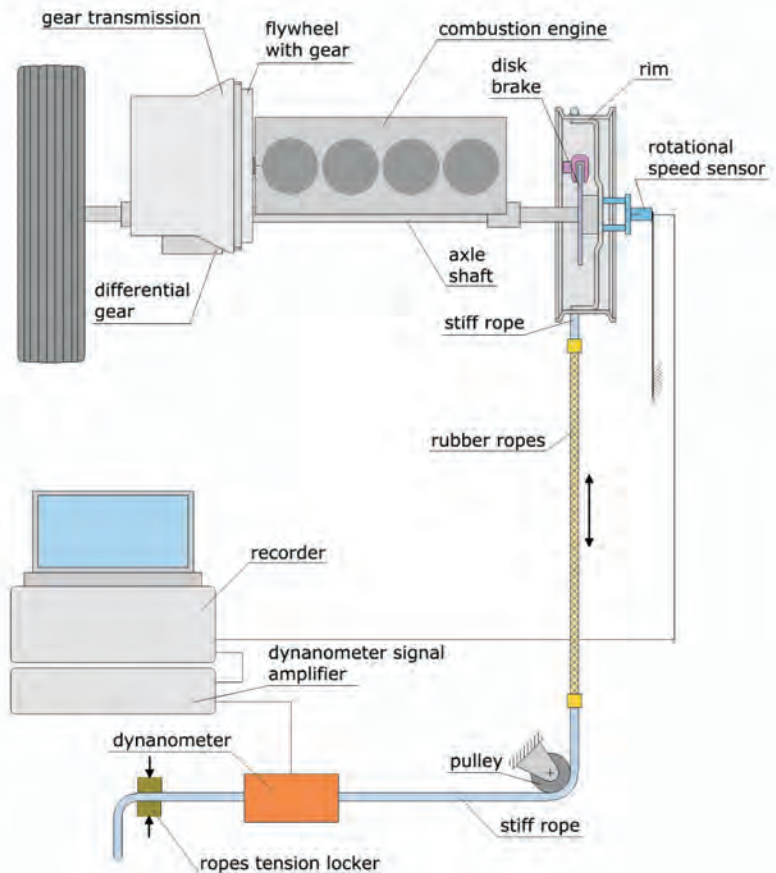


Fig. 5. Schematics of the test bed for the engine start-up with the use of rubber cables

Rys. 5. Schemat stanowiska do rozruchu silnika za pomocą lin gumowych

The tensioning of the rubber cables occurred with a clamped disc brake of the wheel, on which the cable was reeled. In the course of the performance of the testing, the engine was permanently connected with the drivetrain system through an engaged clutch. It should be noted that in a situation of a power transmission originating from the road wheel, the crankshaft rotation speed is increased with respect to the speed of the road wheel rim. It required an application of a bigger starting torque on the rim than in the case of torque applied directly to the engine crankshaft. In order to minimize that phenomenon and to perform the start-up test the authors chose the highest, fifth gear.



Fig. 6. View of the wheel rim with the speed sensor  
Rys. 6. Obręcz koła z czujnikiem prędkości obrotowej



Fig. 7. View of the digital recorder and the car ready for the testing  
Rys. 7. Cyfrowy rejestrator oraz samochód gotowy do badań

After tensioning of the rubber cables and switching on the ignition the car brake was released. The tension force of the rubber had resulted in a rotation of the wheel rim. In the course of the tests the authors recorded the speed of the rim and the tension force of the rubber cables with the sampling resolution of 0.005 s. The Obtained courses of the speed and torque on the rim were recalculated to the engine crankshaft. Example results of the test, obtained with the use of three rubber cables are presented in Fig. 8.

szeregowo do obwodu elektrycznego samochodu po stronie ujemnego bieguna akumulatora.

Przykładowe przebiegi prędkości obrotowej i natężenia prądu podczas rozruchu silnika przedstawiono na rys. 4. W dalszych analizach przebieg natężenia prądu rozruchowego zastępowano momentem obrotowym, obliczonym przy wykorzystaniu dostępnej charakterystyki rozrusznika.

## 2.2. Badania rozruchu silnika spalinowego przy użyciu elementów sprężystych

Badanie przeprowadzono na silniku zamontowanym w samochodzie. W celu możliwie prostego wykonania badań i uniknięcia ingerencji w układ napędowy samochodu postanowiono wykonywać rozruchy badawcze przez doprowadzenie napędu do jednej półosi. Schemat modelowego mechanicznego układu rozruchowego i zastosowanej aparatury pomiarowej przedstawiono na rys. 5. Jako elementy sprężyste użyto kilka połączonych równolegle lin gumowych. Siła generująca moment obrotowy potrzebny do rozruchu silnika spalinowego przyłożona była do obręczy koła samochodu. Za pośrednictwem układu napędowego moment obrotowy był przekazywany na wał korbowy silnika. Zamiast kompletnego koła składającego się z obręczy i opony użyto odpowiednio przystosowaną obręcz (rys. 6). Zamontowany na obręczy hak umożliwiał samoczynne odłączenie się sznura po uruchomieniu silnika. Drugi koniec lin gumowych również połączono z nieelastycznym sznurem. Ze względów bezpieczeństwa sznur opasał rolkę podtrzymującą, która pozwalała na zmianę o 90° kierunku działania siły. Za rolką umieszczono czujnik siły oraz zacisk, który unieruchamiał sznur w stanie napięcia całego układu. Samochód i zastosowaną aparaturę rejestrującą przedstawiono na rys. 7.

Napinanie lin gumowych następowało przy zaciśniętym hamulcu tarczowym koła, na który nawinięty był sznur. Podczas przeprowadzania badania silnik był stale połączony układem napędowym przez włączone sprzęgło. Należy zauważyć, że przy napędzie pochodzącym od koła jezdnego prędkość obrotowa wału korbowego silnika jest zwiększana względem prędkości obrotowej obręczy koła. Wymagało to przyłożenia większego rozruchowego momentu obrotowego do obręczy koła niż w przypadku, gdyby moment ten był przykładany bezpośrednio do wału korbowego silnika. Aby możliwie zminimalizować to zjawisko, do przeprowadzania próby rozruchu wybrano najszybszy piąty bieg.

Po napięciu gumowych lin i włączeniu zapłonu silnika następowało zwolnienie hamulca samochodu. Siła napięcia gumy powodowała obrót obręczy koła. Podczas badania rejestrowano prędkość obrotową obręczy oraz siłę napięcia lin gumowych z okresem próbkowania rejestratora 0,005 s. Otrzymane przebiegi prędkości i momentu obrotowego na obręczy koła przeliczano na wał korbowy silnika. Przykładowe wyniki badań, uzyskane przy zastosowaniu trzech lin gumowych, przedstawiono na rys. 8.

Wykonano również badania rozruchu silnika dla wzmocnionej wersji gumowego układu rozruchowego. Większą energię rozruchu osiągnięto, zwiększając moment rozruchowy drogą równoległego dołączenia dodatkowych dwóch lin

Additionally, the authors also performed the tests of the engine start-up for a reinforced version of the rubber start-up system. Higher starting energy was developed, increasing the starting torque by a parallel connection of two additional rubber cables and through an increased 50% wrapping angle of the cable on the wheel rim. It enabled a lengthening of the angular path of the crankshaft, on which the increased starting torque operated. In the diagrams presented in the next chapter the test results of the reinforced version are marked as modified rubber start-up.

A more detailed presentation of the tests of various variants of the start-up with the use of both rubber cables and an electric starter-motor are presented in [6].

### 2.3. Comparison of tested systems of the engine start-up

A variety of aggregated comparison diagrams with the test results of various types of the start-up (Figs. 9, 10 and 11) have been prepared. The diagrams have revealed their common features as well as differences in individual start-ups. Among the common features we can list a similar time of the startup (below 1s), whereas as anticipated, the use of more rubber elements increased the starting torque and shortened the duration of the startup. An electric start-up can be characterized by a decreasing and strongly pulsating curve of the starting torque, while the curve of the crankshaft speed (Fig. 4) exhibits small pulsations. In the case of the start-up with the use of rubber cables, the curves of the torque do not show any pulsations, while the curves of the crankshaft speed feature a higher oscillation of values.

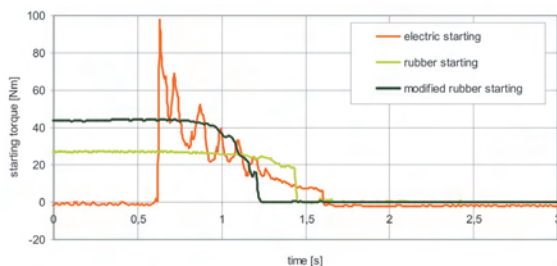


Fig. 9. A comparison of the course of the starting torque for various types of the start-up in the function of time

Rys. 9. Porównanie przebiegu momentu rozruchowego dla różnych rodzajów rozruchu w funkcji czasu

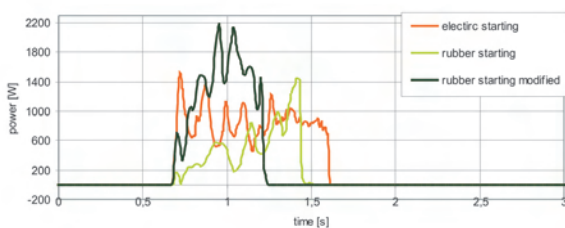


Fig. 10. A comparison of the course of the power output for various types of the start-up in the function of time

Rys. 10. Porównanie przebiegu mocy rozruchowej dla różnych rodzajów rozruchu w funkcji czasu

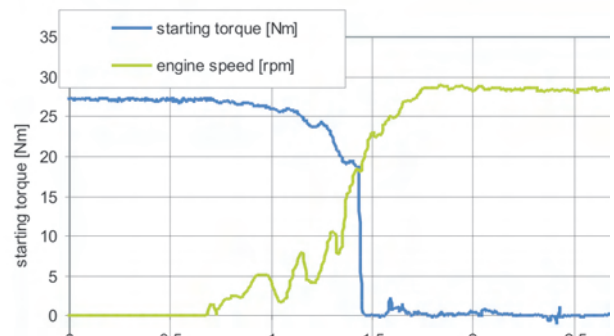


Fig. 8. Courses of the speed and starting torque on the engine crankshaft in the function of time (start-up with the use of rubber cables)

Rys. 8. Przebieg prędkości obrotowej i momentu rozruchowego na wale korbowym silnika spalinowego w funkcji czasu (rozruch przy użyciu lin gumowych)

gumowych oraz przez powiększenie kąta opasania sznura na obręczy koła o 50%. Pozwoliło to wydłużyć drogę kątową wału korbowego, na której działał teraz dodatkowo zwiększony moment rozruchowy. Na wykresach (rys. 10 i 11) wyniki badań wersji wzmocnionej oznaczono jako rozruch gumowy zmodyfikowany.

Szczegółowiej badania różnych wariantów rozruchu z użyciem lin gumowych i rozrusznika elektrycznego oraz opis metody i aparatury pomiarowej przedstawiono w [6].

### 2.3. Porównanie zbadanych systemów rozruchu

Wykonano zestawieniowe wykresy porównawcze wyników badań różnych rodzajów rozruchów (rys. 9, 10 i 11). Wykazały one ich cechy wspólne i różnice w poszczególnych rozruchach. Do cech wspólnych należy zaliczyć zbliżony czas rozruchu (poniżej 1s), przy czym, zgodnie z przewidywaniami, użycie większej liczby elementów gumowych zwiększyło rozruchowy moment obrotowy i skróciło się czas rozruchu. Rozruch elektryczny charakteryzuje się opadającą i mocno pulsującą linią momentu rozruchowego, zaś krzywa prędkości obrotowej (rys. 4) wykazuje małe pulsacje. W sytuacji rozruchu przy użyciu lin gumowych krzywe momentu nie wykazują pulsacji, za to krzywe prędkości obrotowej wału korbowego (rys. 8) mają duże wahania wartości.

Te różnice w przebiegach krzywych momentów i prędkości obrotowych wynikają z innego charakteru współpracy rozrusznika elektrycznego i napędu gumowego z wałem korbowym silnika, na który działa cyklicznie zmienne obciążenie wynikające z suwów sprzężania w poszczególnych cylindrach.

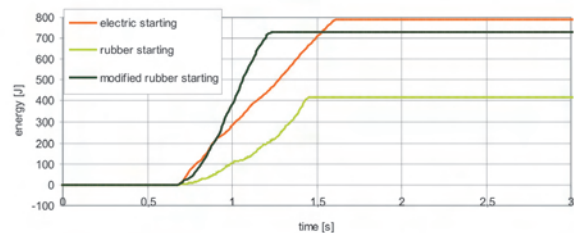


Fig. 11. A comparison of the starting energy for various types of the start-up in the function of time

Rys. 11. Porównanie energii rozruchu dla różnych rodzajów rozruchu w funkcji czasu

Such differences in course of torque and speed result from different character of the “mating” of the electric starter-motor and the rubber drive with the engine crankshaft being under the effect of cyclic and changing load due to the compression strokes in individual cylinders.

The power outputs presented in Fig. 10 have shown that the highest power output with transient value reaching up to 2200 W was developed in the case of the modified rubber start-up system. Mechanical energy of the start-up (Fig. 11) in the case of electric startup amounted to approximately 790 J, whereas for the rubber start-up types to 730 J (5 cables) and to about 420 J (3 cables). The performed modification of the pack of rubber cables and the obtained changes in the starting process point at a big potential of the shaping of the course of the very startup process in the case of such a type of drive.

### 3. Design assumptions of the START-STOP system with an electric type mechanical accumulator

The performed tests of the combustion engine start-up with the use of the electric starter-motor and with the use of elastic rubber elements have yielded good recognition of that process for both systems. An important result itself was the fact of a performed combustion engine start-up with the use of the rubber elements having relatively low mass equal to about 0.6 kg. The obtained results enable pretty accurate formulation of the design assumptions and requirements necessary to be fulfilled in a new START-STOP system with an elastic type mechanical energy accumulator. For the first development stage of such a design solution one assumes the presence, except standard electric starter-motor, of an additional mechanical starter in the system performing the function of the accumulator. The starter-accumulator shall be connected with the engine crankshaft with an PolyV belt.

The following design assumptions were taken while building the mechanical starter:

- the torque characteristics in the function of crankshaft speed (likewise in the function of time) should have a decreasing nature and should have a form similar to a triangle,
- the duration of the start-up should be 5–7 crankshaft revolutions and should be terminated with the discharge of the accumulator,
- it is required, that loading of the accumulator occurs at the torque having a value of 3–5 times less than during the unloading, which will reduce the engine load during its switch off,
- the required starting energy, for the tested engine of 900ccm capacity, to assure a short time of the start-up, should remain on the level not less than 700 J.

In Fig. 12 a simplified course of the mechanical starter-accumulator torque is presented, transferred into the engine crankshaft, in the phase of loading and unloading.

The authors consider that today’s state of technology, also in the area of elastically deformable materials, enables a development of such a starter system in a short time. Obviously, it is necessary to perform an optimization of the

Przedstawione na rysunku 10 zmierzone moce wykazały, że w przypadku gumowego rozruchu zmodyfikowanego osiągnięto największą moc, o wartościach chwilowych dochodzących do 2200 W. Energia mechaniczna rozruchu (rys. 11) dla rozruchu elektrycznego wynosiła około 790 J, zaś dla rozruchów gumowych 730 J (5 lin) i około 420 J (3 liny). Wykonana modyfikacja zespołu lin gumowych i uzyskane zmiany w procesie rozruchu wskazują na duże możliwości w kształtowaniu jego przebiegu przy tym rodzaju napędu.

### 3. Założenia projektowe systemu STOP–START z akumulatorem mechanicznym typu sprężystego

Wykonane badania rozruchu silnika spalinowego przy użyciu rozrusznika elektrycznego oraz sprężystych elementów gumowych pozwoliły na dobre rozpoznanie tego procesu w obu przypadkach. Ważnym wynikiem było samo dokonanie rozruchu silnika spalinowego przy użyciu elementów gumowych o stosunkowo niewielkiej masie około 0,6 kg. Otrzymane wyniki pozwalają dość dokładnie sformułować założenia projektowe i wymagania, które powinny być spełnione w nowym systemie STOP–START z mechanicznym akumulatorem energii typu sprężystego. W pierwszym etapie prac nad takim rozwiązaniem zakłada się, że w systemie będzie występował, poza standardowym rozrusznikiem elektrycznym, dodatkowy mechaniczny rozrusznik pełniący równocześnie funkcję akumulatora. Rozrusznik–akumulator będzie połączony z wałem korbowym silnika przy użyciu paska wieloklinowego.

Przyjęto następujące założenia projektowe do jego budowy:

- charakterystyka momentu obrotowego w funkcji obrotów wału (podobnie w funkcji czasu) powinna być opadająca i mieć postać zbliżoną do trójkąta,
- rozruch powinien trwać 5–7 obrotów wału korbowego i zakończyć się rozładowaniem akumulatora,
- pożądane jest, aby ładowanie rozrusznika akumulatora odbywało się przy momencie obrotowym o wartości 3–5 razy mniejszym niż przy rozładowaniu, co zmniejszy obciążenie silnika spalinowego przy jego wyłączeniu,
- wymagana energia rozruchu, dla przykładowego silnika o pojemności 900 cm<sup>3</sup>, powinna wynosić nie mniej niż 700 J, aby zapewnić krótki czas rozruchu.

Na rysunku 12 przedstawiono uproszczony przebieg momentu obrotowego mechanicznego rozrusznika-akumulatora, przeliczony na wał korbowy silnika, w fazie ładowania i rozładowania.

Autorzy uważają, że aktualny poziom technologii, również w zakresie materiałów sprężyste odkształcalnych, pozwala w krótkim czasie opracować taki rozrusznik. Oczywiście niezbędne będzie wykonanie optymalizacji konstrukcji obejmującej ogólny układ (architekturę), parametry geometryczne i dobór materiałów elementów sprężystych. Dotychczasowe prace wykazują, że postać konstrukcyjna rozrusznika–akumulatora może być zbliżona do obecnie stosowanego alternatora, bądź pompy układu klimatyzacji. Zakładany schemat blokowy mechanicznego rozrusznika–akumulatora przedstawia rys. 13.

design comprising the general layout (architecture), geometrical parameters and selection of materials for the elastic elements. Up-to-now projects show that the design shape of the starter-accumulator could be similar to an alternator used today, or a pump from the air conditioning system. The assumed block diagram of the mechanical starter-accumulator is shown in Fig. 13.

Possible to implement elastic elements which can be taken into consideration are helical or spiral springs. The authors consider, however, that modern materials of rubber type should be selected for the process, due to a mass density of energy storage which is several-times higher. It should also be noted that the proposed starter-accumulator is to be a mechatronic device, capable to cooperate with electronic control modules of vehicles. It denotes, that the starter-accumulator shall be equipped with electronic sensors determining, for instance, the state of its loading and electronically controlled sub-assemblies such as clutches activating the loading and unloading phases.

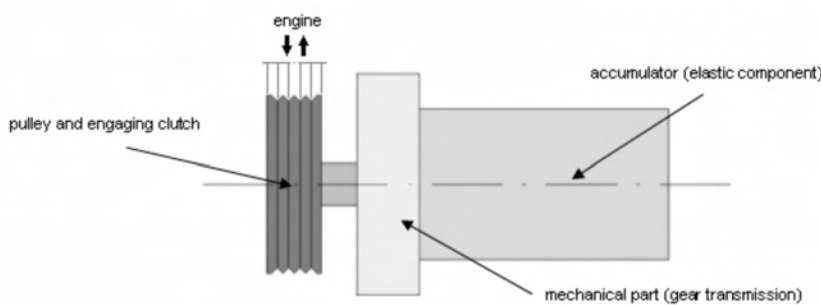


Fig. 13. Block diagram of the starter-accumulator

Rys. 13. Schemat blokowy docelowego rozrusznika-akumulatora

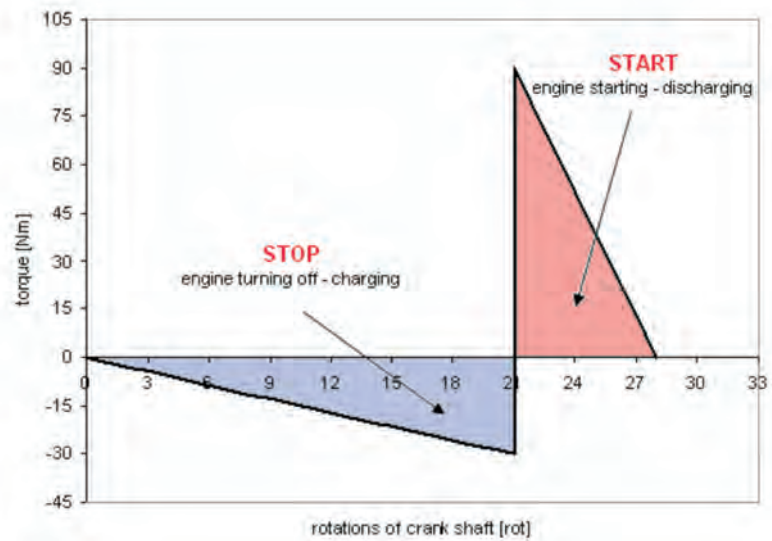


Fig. 12. The assumed course of the torque of the START-STOP starter-accumulator system during a single operational cycle (on engine crankshaft)

Rys. 12. Zakładany przebieg momentu obrotowego rozrusznika-akumulatora systemu STOP-START w jednym cyklu działania (na wale korbowym silnika spalinowego)

Jako możliwe do zastosowania elementy sprężyste można brać pod uwagę również stalowe sprężyny śrubowe lub spiralne. Autorzy uważają jednak, że należy preferować nowoczesne materiały typu gumowego, ze względu na kilkakrotnie większą masową gęstość magazynowania energii. Trzeba również zauważyć, że proponowany rozrusznik-akumulator będzie urządzeniem mechatronicznym, zdolnym do współpracy z elektronicznym modulem sterującym napędem samochodu. Oznacza to, że rozrusznik-akumulator będzie wyposażony w elektroniczne czujniki określające, na przykład stan jego naładowania oraz sterowane sygnałem elektrycznym podzespoły, takie jak sprzęgła załączające jego ładowanie i rozładowanie.

#### 4. Final remarks

The performed experimental tests pointed at an easiness of the engine starting operation with the use of a simple package of stretched rubber cables. It confirms the possibility of construction of a mechanical START-STOP system at least for small passenger cars. Basing the proposed system on the elastic type mechanical accumulator of one can attain many advantages.

The anticipated advantages are as follows:

- low cost of the starter-accumulator including its complete system, resulting from a usage of well known and cheap technologies (enables the use of such systems in small and cheap vehicles),
- additional reduction of fuel consumption – as compared with electric systems – being the result of a higher general

#### 4. Uwagi końcowe

Wykonane badania doświadczalne wykazały łatwość dokonania rozruchu silnika spalinowego przy użyciu prostego zespołu naciągniętych lin gumowych. Przekonuje to o możliwości zbudowania, co najmniej do małych samochodów osobowych, mechanicznego systemu STOP-START. Oparcie proponowanego systemu na mechanicznym akumulatorze typu sprężystego umożliwi osiągnięcie wielu korzyści.

Spodziewane zalety są następujące:

- niski koszt rozrusznika-akumulatora i całego systemu, wynikający z wykorzystania dobrze znanych i tanich technologii, co umożliwi rozszerzenie stosowania tego typu układów na pojazdy małe i tanie,
- dodatkowe zmniejszenie zużycia paliwa, w stosunku do systemów elektrycznych, spowodowane wyższą

- efficiency and lacking conversion of mechanical energy into other types of energy,
- easiness and low cost of remanufacturing of the starter-accumulator through replacement of rubber elastic elements,
  - lacking ecology problems connected with the disposal of used up elements storing the energy, due to a long time knowledge of the material components.

The above mentioned advantages are possible to be attained, provided that innovative and careful approach is taken to develop the starter-accumulators in order to circumvent the problems connected with the elastic type mechanical energy accumulator specified at the beginning of the paper. Important incentives for the development of such type of design is the KERS hybrid systems [5 and 8] recently introduced in the F1 racing cars, which utilize the kinetic type mechanical energy accumulators. It seems that it is a harbinger of a possibility of a changing direction in further development of hybrid drive systems. On such background it is possible to express a conviction that the START-STOP systems with mechanical starter-accumulators (elastic type) can be and should be developed in the nearest future. The authors have already undertaken a work on the final design of the system of such starter-accumulator and are hopeful that more extensive research-development work in this area shall be commenced soon.

- sprawnością ogólną wywołaną brakiem przetwarzania energii mechanicznej na inne rodzaje,
- łatwość i niski koszt regeneracji rozrusznika–akumulatora przez wymianę gumowych elementów sprężystych,
  - brak problemów ekologicznych z utylizacją zużytych elementów akumulujących energię, ze względu na znane od dawna komponenty materiałowe.

Powyzsze zalety będzie można osiągnąć pod warunkiem starannego i nowatorskiego podejścia do opracowania konstrukcji rozrusznika–akumulatora, w której muszą być pokonane lub ominięte wymienione we wstępie problemy mechanicznych akumulatorów energii typu sprężystego. Ważną zachętą do rozwijania tego rodzaju konstrukcji jest wprowadzenia w bieżącym roku do samochodów Formuły 1 systemów hybrydowych KERS [5, 8], wykorzystujących mechaniczne akumulatory energii typu kinetycznego. Wydaje się, że sygnalizuje to możliwość zmiany kierunku dalszego rozwoju napędów hybrydowych. Na tym tle można wyrazić przekonanie, że system STOP–START z rozrusznikiem–akumulatorem mechanicznym, tym razem typu sprężystego, może i powinien powstać w krótkim czasie. Autorzy podjęli już prace nad docelowym układem konstrukcyjnym takiego rozrusznika–akumulatora i mają nadzieję, że niedługo będą uruchomione szersze prace badawczo-rozwojowe na ten temat.

*Paper reviewed*

## Bibliography/Literatura

- [1] Dzida J.: The concept of hybrid power transmission system for automobiles. Sustainable and Safe Surface Transport Conference. Warszawa 2005.
- [2] Dzida J.: The research of the new idea of hybrid power transmission with the mechanical accumulator. Scientific Journal of Automotive Research and Development Centre BOSMAL, no. 34 (IV/2006), Bielsko-Biała 2006.
- [3] Dzida J.: Współdziałanie dwóch źródeł energii w hybrydowych układach napędowych samochodów. Technical Projects nr 1/2006, Wydawnictwo Salve, Bielsko-Biała 2006.
- [4] Dzida J.: The analysis of combustion engine and spring-loaded accumulator's cooperation in hybrid drive system of vehicle. International Congress of Combustion Engines 2007, Kraków 2007.
- [5] Dzida J.: The New mechanical accumulators of energy for hybrid vehicles. Scientific Journal of Automotive Research and Development Centre BOSMAL, no. 40 (II/2008), Bielsko-Biała 2008.
- [6] Dzida J.M.: The study of the possibility of build the START-STOP device for city passenger car, based on elastic medium. Diploma Thesis, Department of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biała, major advisor Romaniszyn K., Bielsko-Biała 2008.
- [7] Dzida J., Dzida J.M.: Combustion engine start-up testing with use of elastic elements, and a concept of mechanical START-STOP system. International Congress of Combustion Engines 2009, Opole 2009.
- [8] Hilton J.: Braking Energy Storage and Recovery – Flywheel for Motorsport Application, ATZ Autotechnology 3/2008, marzec 2008.
- [9] Łągiewicz J.: Mikrohybrydy – system Stop&Start, Auto-Teknika Motoryzacyjna nr 11/2007, Wydawnictwo Moto Media Forum, Legionowo 2007.
- [10] Merksiz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [11] Merksiz J., Zieliński A.: Analysis of development of hybrid powertrains systems in cars. Scientific Journal of Automotive Research and Development Centre BOSMAL, no. 27 (I/2005), Bielsko-Biała 2005.
- [12] Commercial material of MN Crossbow.

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

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



Mr. Jakub Mikołaj Dzida, Eng. – employee of Engine Testing Laboratory at R&D Centre BOSMAL in Bielsko-Biała.

*Mgr inż. Jakub Mikołaj Dzida – starszy referent ds. badań w Laboratorium Badań Silników Spalinowych w OBR SM BOSMAL w Bielsku-Białej.*

e-mail: [jakub.dzida@bosmal.com.pl](mailto:jakub.dzida@bosmal.com.pl)



## New types of washers and foundation bolts for seating marine diesel engines

*New types of polymer-metal washers and foundation bolts fitted in polymer have been presented, applied for seating diesel engines in marine engine rooms. Test results have been given for the washers' compression and shear strength in the polymer-metal separation surfaces.*

Key words: marine engines, polymers, engine seating

## Nowe typy podkładek i śrub fundamentowych dla posadowienia okrętowych silników spalinowych

*W artykule przedstawiono nowe typy podkładek polimerowo-metalowych i śrub fundamentowych pasowanych w polimerze, stosowanych do posadowienia silników spalinowych w siłowniach okrętów. Podano wyniki badań wytrzymałości podkładek na ściskanie i ścinanie w powierzchniach rozdziału polimer-metal.*

Słowa kluczowe: silniki okrętowe, polimery, posadowienie silnika

### 1. Introduction

According to the patent [1], the method of seating diesel engines on foundations (Fig. 1) consists in inserting metal separators in the clearances between engine feet and foundation shelves.

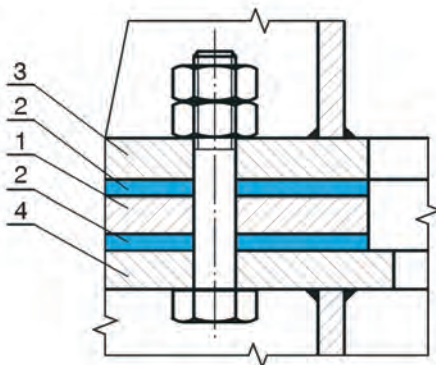


Fig. 1. Diagram of polymer-metal washer for seating a diesel engine on the foundation [1]: 1 – metal separator, 2 – polymer composite, 3 – engine foot, 4 – foundation shelf, 5 – foundation bolt

Rys. 1. Schemat podkładki polimerowo-metalowej dla posadowienia silnika spalinowego na fundamencie [1]: 1 – przekładka metalowa, 2 – kompozycja polimerów, 3 – stopa silnika, 4 – półka fundamentu, 5 – śruba fundamentowa

Compared to the traditional casting of washers from polymer composites, the method of seating the diesel engine on the foundation according to the invention [2] eliminates the construction of forms and washer inlet systems, which reduces labour and polymer composite consumption, limits washer creep, decreasing the relaxation of foundation bolts' tension, enabling the application of metal separators of equal thickness on the engine total length, at the same time preserving the chief merits of metal washers, eliminating their strenuous fitting to the engine foot surfaces and foundation shelves.

### 1. Wprowadzenie

Według patentu [1] sposób posadowienia silników spalinowych na fundamentach (rys. 1) polega na wklejeniu metalowych przekładek w szczeliny między stopami silnika i półkami fundamentu.

Sposób posadowienia silnika spalinowego na fundamencie według wynalazku, w porównaniu do tradycyjnego odlewania podkładek z kompozycji polimerów [2], eliminuje budowę form i układów wlewowych podkładek, co zmniejsza pracochłonność i zużycie kompozycji polimerów, ogranicza pełzanie podkładek, a to zmniejsza relaksację napięcia śrub fundamentowych, daje możliwość stosowania przekładek metalowych o jednakowej grubości na całej długości silnika, a jednocześnie zachowuje główne zalety podkładek metalowych, eliminując ich żmudne dopasowywanie do powierzchni stóp silnika i półek fundamentu.

Na rysunku 2 przedstawiono złącze śrubowe pasowane w kompozycji polimerów, stosowane do posadowienia silników spalinowych i mechanizmów na fundamentach według patentu [3].

Według patentu trzon śruby fundamentowej pokrywa się równomiernie kompozycją polimerów o konsystencji szpachlówki i wprowadza się ruchem śrubowym do otworów łączonych elementów, przy czym w dolnej części złącza na styku trzonu śruby z półką fundamentu umieszcza się uszczelnienie pierścieniowe. Tak wykonane złącze eliminuje kłopotliwą technologicznie obróbkę mechaniczną pasowania trzonu śruby w otworach, zapewnia jednocześnie stabilne i trwałe mocowanie stóp silnika i półek fundamentu.

Zastosowana w wynalazkach kompozycja polimerów musi spełniać wymagania producenta silnika i okrętowego towarzystwa klasyfikacyjnego, do których należą wytrzymałość na ściskanie i wytrzymałość na ścinanie w powierzchniach rozdziału kompozycja polimerów-metal. Autor podjął badania tych charakterystyk dla jednego z chemoutwardzalnych produktów firmy BELZONA, w war-

In Figure 2 the invention “Fitted Bolt Joint in Polymer Composite, Applied for Seating Diesel Engines and Mechanisms on Foundations” is presented [3].

According to the invention, the foundation bolt shank is uniformly covered with polymer composite of putty consistency and is introduced with screw motion into the openings of elements joined, sealing rings being located in the lower part of the joint at the contact point of the bolt shank with the foundation shelf.

A joint thus made eliminates the technologically cumbersome mechanical operations of fitting the bolt shank in the openings, at the same time ensuring a stable and durable fixing of the engine feet and foundation shelves.

The polymer composite applied in the inventions has to meet the requirements of engine manufacturer and the ship classification society, among which there are compression and shear strength in the polymer composite-metal separation surface. The author undertook research on the characteristic of a BELZONA chemically hardening product, in layers with thickness characteristic of the inventions presented.

## 2. Research results

The research covered chemically hardened cylindrical casts of polymer composites and steel St3s joints glued with them in accordance with the standard of PN-88/H-84020.

BELZONA 1111B product was applied as polymer composite with compression strength 105.5 N/mm<sup>2</sup> according to ASTM D-695, tensile strength 63.4 N/mm<sup>2</sup> according to ASTM D-790, Young module E-1850 N/mm<sup>2</sup> according to ASTM D-695, adhesion to steel 20.7 N·mm<sup>2</sup> according to ASTM D-1000 and hardening shrinkage  $\epsilon_0 < 0.025\%$  according to DOD-C-324176A [4].

The surfaces of the steel elements of the joints were developed by file treatment ( $R_a = 1.93\text{--}2.74 \mu\text{m}$ ), degreased with a solvent and covered with polymer composite mixed with a hardener, whereupon the joints were glued with a slight pressure.

For compression strength testing there cylindrical samples were applied of hardened polymer composite of variable height (change of  $h_0/d_0$  ratio) and glued butt joints, as in Fig. 3 [5].

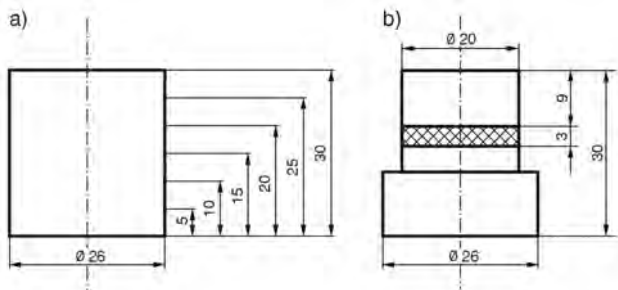


Fig. 3. Samples for compression tests: a) hardened polymer composite casts, b) glued butt joints

Rys. 3. Próbkę do prób ściskania: a) utwardzonych wyprasek kompozycji polimerów, b) doczołowych złączy klejonych

stwach o grubości charakterystycznej dla przedstawionych wynalazków.

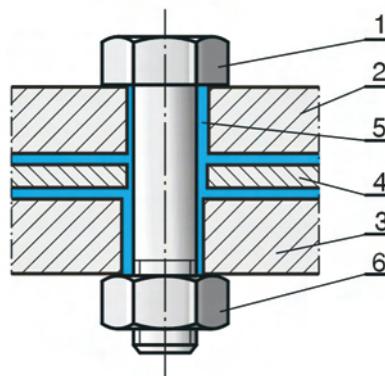


Fig. 2. Bolt joint fitted in polymer composite [3]: 1 – foundation bolt, 2 – engine foot, 3 – foundation shelf, 4 – metal separator, 5 – polymer composite, 6 – nut

Rys. 2. Złącze śrubowe pasowane w kompozycji polimerów [3]: 1 – śruba fundamentowa, 2 – stopa silnika, 3 – półka fundamentu, 4 – przekładka metalowa, 5 – kompozycja polimerów, 6 – nakrętka

## 2. Wyniki badań

Badaniom poddano chemoutwardzone walcowe wypraski kompozycji polimerów oraz klejone nią złącza stali St3s według PN - 88/H-84020.

Jako kompozycję polimerów zastosowano produkt BELZONA 1111B o wytrzymałości na ściskanie 105,5 N/mm<sup>2</sup> według ASTM D-695, wytrzymałości na rozciąganie 63,4 N/mm<sup>2</sup> według ASTM D-790, module Younga E-1850 N/mm<sup>2</sup> według ASTM D-695, adhezji do stali 20,7 N·mm<sup>2</sup> według ASTM D-1000 i skurczu utwardzania  $\epsilon_0 < 0,025\%$  według DOD-C-324176A [4].

Powierzchnie elementów stalowych złączy rozwinięto przez obróbkę pilnikiem ( $R_a = 1,93\text{--}2,74 \mu\text{m}$ ), odtłuszczone rozpuszczalnikiem i pokryto kompozycją polimerów zmieszaną z utwardzaczem, po czym sklejono złącza z lekkim dociskiem.

Do badań wytrzymałości na ściskanie zastosowano walcowe próbki utwardzonej kompozycji polimerów o zmiennej wysokości (zmiana stosunku  $h_0/d_0$ ) oraz doczołowe złącza klejone, jak na rys. 3 [5].

Próbki z wyprasek utwardzonej kompozycji polimerów miały zmienną wysokość  $h_0$  przy stałej średnicy  $d_0 = 26$  mm. Próbkę doczołowego złącza klejonego miały warstwy kompozycji polimerowej o grubości 1, 2, 3, 4 i 5 mm.

Próby ściskania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej MTS zgodnie z PN-ISO 4385. Przy ściskaniu próbek następowało wybrzuszenie warstwy kompozycji polimerów. W zakresie stosowanych obciążeń (do uzyskania  $\sigma_{d2}$ ) pęknięć na wybrzuszeniach kompozycji polimerów próbek nie stwierdzono.

W próbach wyznaczano umowną granicę plastyczności  $\sigma_{d0,2}$  i granicę wytrzymałości na ściskanie  $\sigma_{d2}$  według PN - ISO 4385. Wyniki badań wytrzymałości próbek na ściskanie przedstawiono na rys. 4–6.

Samples of hardened polymer composite casts were of variable height  $h_0$  with constant diameter  $d_0 = 26$  mm. Samples of glued butt joint had polymer composite layers of 1, 2, 3, 4 and 5 mm thickness.

Compression tests were carried out on MTS testing machine in accordance with the standard of PN-ISO4385. When the samples were compressed, the polymer composite layer bulged. In the range of loads applied (for obtaining  $\sigma_{d2}$ ) no cracks were found on the bulges of polymer composite samples.

A conventional plasticity limit of  $\sigma_{d0,2}$  and a compression strength limit of  $\sigma_{d2}$  were determined in the tests in accordance with PN-ISO 4385 standard. Results of the compression strength tests of the samples have been presented in Fig. 4–6.

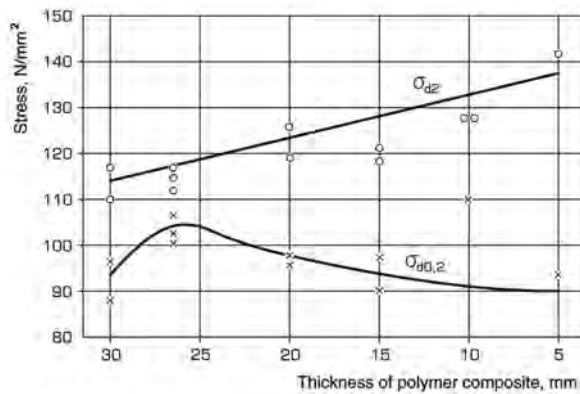


Fig. 4. Dependence of compression strength  $\sigma_{d0,2}$  and  $\sigma_{d2}$  on height  $h_0$  of cylindrical ( $d_0 = 26$  mm) Belzon 1111 B polymer composite casts

Rys. 4. Zależność wytrzymałości na ściskanie  $\sigma_{d0,2}$  i  $\sigma_{d2}$  od wysokości  $h_0$  walcowych ( $d_0 = 26$  mm) wyprasek kompozycji polimerów Belzona 1111 B

As can be seen (Fig. 4), Belzona 1111B polymer composite on standard samples ( $h_0 = d_0$ ) showed  $\sigma_{d2min} = 111$  N/mm<sup>2</sup>, that is higher than the one guaranteed by the manufacturer,  $\sigma_{d2} = 105.5$  N/mm<sup>2</sup> [4].

As can be seen from Fig. 5 with decreased  $h_0/d_0$  ratio of the samples the compression strength of Belzona 1111B polymer composites increases, which bids well for applying the composites in washers according to the patent, with ratio  $h_0/d_0 < 0.2$ .

According to the patent it is anticipated in the washers to apply polymer composite layers of 3–5 mm thickness. As can be seen in Fig. 6, when applying Belzona 1111B polymer composites in the washers, it can be expected to obtain compression strength of the washers of  $\sigma_{d2min} = 200$  N/mm<sup>2</sup>, which fulfils the requirements [6].

For testing shear strength of the washers in the polymer composite-metal separation surfaces, samples were applied of an overlap glued joint of shape and dimensions as in Fig. 7 [5].

Variable thickness of polymer layer: 1, 2, 3 and 5 mm was applied in the samples.

The shape and dimensions of the samples were proportional to real cast polymer washers applied for seating diesel

Jak pokazuje rys. 4, kompozycja polimerów Belzona 1111B na standardowych próbkach ( $h_0 = d_0$ ) wykazała  $\sigma_{d2min} = 111$  N/mm<sup>2</sup>, a więc większą niż gwarantowana przez producenta  $\sigma_{d2} = 105,5$  N/mm<sup>2</sup> [4].

Rysunek 5 pokazuje, że ze zmniejszeniem stosunku  $h_0/d_0$  próbek wytrzymałość na ściskanie kompozycji polimerów Belzona 1111B zwiększa się. Są to dobre rokowania odnośnie do stosowania kompozycji w podkładkach według patentu, w których stosunek  $h_0/d_0 < 0,2$ .

W podkładkach według patentu przewiduje się stosowanie warstw kompozycji polimerów o grubości 3–5 mm. Jak widać na rys. 6, przy zastosowaniu w podkładkach kompozycji polimerów Belzona 1111B można liczyć na uzyskanie wytrzymałości podkładek na ściskanie  $\sigma_{d2min} = 200$  N/mm<sup>2</sup>, co stanowi spełnienie wymagań przepisów [6].

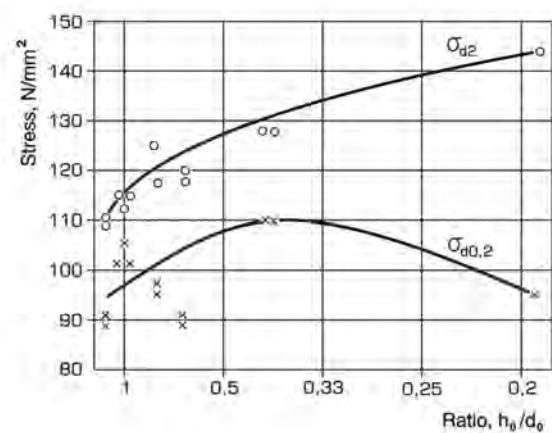


Fig. 5. Dependence of compression strength  $\sigma_{d2}$  of Belzon 1111B polymer composite casts on  $h_0/d_0$  ratio of the samples

Rys. 5. Zależność wytrzymałości na ściskanie  $\sigma_{d2}$  wyprasek kompozycji polimerów Belzona 1111B od stosunku  $h_0/d_0$  próbek

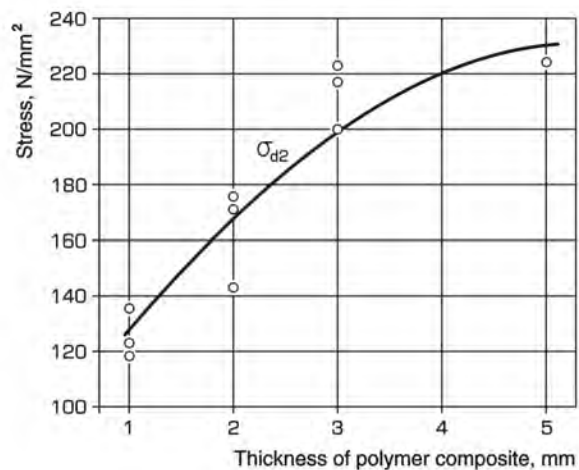


Fig. 6. Dependence of compression strength  $\sigma_{d2}$  on the thickness of Belzon 1111B polymer composite layer in samples of glued butt joints

Rys. 6. Zależność wytrzymałości na ściskanie  $\sigma_{d2}$  od grubości warstwy kompozycji polimerów Belzona 1111B w próbkach doczołowych złączy klejonych

engines on foundations in marine power plants. In accordance with the regulations of Germanischer Lloyd [6] the glued joint samples were tightened with two bolts simulating real foundation bolts. They were tightened with forces of 700, 4200 and 7700 N, which conventionally correspond to one, six and eleven weights of a seated engine.

As can be seen in Fig. 7, the diameter of bolt shanks connecting the joint was smaller than the bolt opening diameter so that the bolts should not impair shearing the joint in planes of polymer composite-metal separation in the tensile test.

The results of shear strength tests of overlap glued joint samples have been presented in Fig. 8.

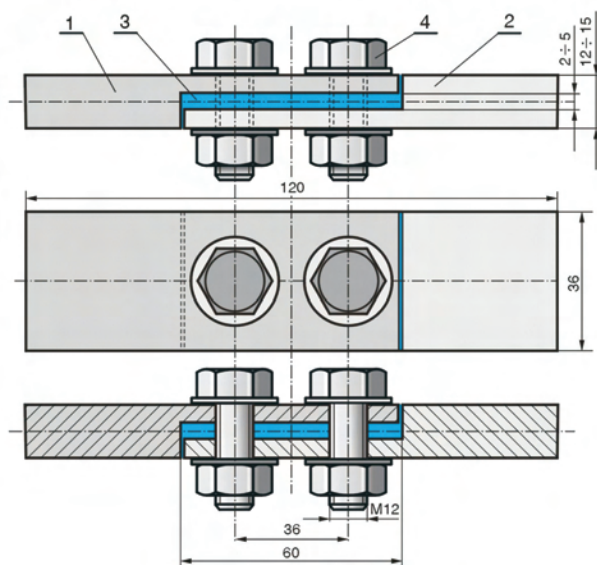


Fig. 7. Sample of overlap joint glued with polymer composite: 1, 2 – steel parts of the joint, 3 – polymer composites, 4 – bolt connectors

Rys. 7. Próbkę zakładkowego złącza klejonego kompozycją polimerów: 1, 2 – części stalowe złącza, 3 – kompozycja polimerów, 4 – łączniki śrubowe

In Figure 8 the points related to joints with 5 mm thickness of polymer composite layer are the mean shear strength values of 5 sample joints. The remaining points are shear strength values of particular test joints.

Tensile tests of the joints were carried out on MTS testing machine. Destruction of the joints took place by shearing in the polymer composite-metal separation surfaces, the shearing starting on both ends of the overlap. In a small degree the loss of joint cohesion was caused by breaking the polymer composite layer.

Due to technological considerations, according to the patent polymer composite layers of 3 mm thickness or more can be applied in the washers. As can be seen in Fig. 8 with such thickness of polymer composite layers, with increased tension of connecting bolts above 4200 N the shear strength of the joints increases more slowly. With the thickness of polymer composite layers of 5 mm the increase of shear strength of the joints along with the increase of connecting bolts tension is insignificant. Hence, it can be concluded that according to the patent in the washers with the thickness of polymer composite

Do badań wytrzymałości podkładek na ścinanie w powierzchniach rozdziału kompozycja polimerów–metal zastosowano próbki zakładkowego złącza klejonego o kształcie i wymiarach, jak na rys. 7 [5].

W próbkach stosowano zmienną grubość warstwy polimerów: 1, 2, 3 i 5 mm.

Kształt i wymiary próbek były proporcjonalne do rzeczywistych odlewanych podkładek polimerowych, stosowanych do posadowienia silników spalinowych na fundamentach w siłowniach okrętów. Zgodnie z wymaganiami przepisów Germanischer Lloyd [6] próbki złącza klejonego były ściągane dwoma śrubami, symulującymi rzeczywiste śruby fundamentowe. Śruby napinano siłami 700, 4200 i 7700 N, które umownie odpowiadają jednemu, sześciu i jedenastu ciężarom posadowionego silnika.

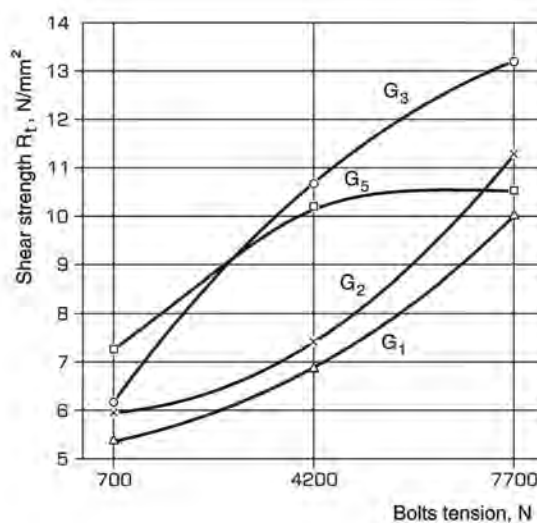


Fig. 8. Change of shear strength of sample overlap glued joints depending on the tension of connecting bolts and the thickness of polymer composite layer:  $G_1$  – 1 mm,  $G_2$  – 2 mm,  $G_3$  – 3 mm,  $G_5$  – 5 mm

Rys. 8. Zmiana wytrzymałości na ścinanie próbnymi zakładkowymi złączami klejonymi zależnie od napięcia śrub łączących i grubości warstwy kompozycji polimerów:  $G_1$  – 1 mm,  $G_2$  – 2 mm,  $G_3$  – 3 mm,  $G_5$  – 5 mm

Jak pokazuje rys. 7, średnica trzonów śrub łączących złącze była mniejsza od średnicy otworów na śruby, tak aby śruby nie utrudniały ścięcia złącza w płaszczyznach rozdziału kompozycja polimerów–metal w próbie rozciągania.

Wyniki badań wytrzymałości na ścinanie próbek zakładkowego złącza klejonego przedstawiono na rys. 8.

Na rysunku 8 punkty dotyczące złączy o 5 mm grubości warstwy kompozycji polimerów są średnimi wartościami wytrzymałości na ścinanie 5 złączy próbnych. Pozostałe punkty są wartościami wytrzymałości na ścinanie pojedynczych złączy próbnych.

Próby rozciągania złączy przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej MTS. Zniszczenie złączy następowało przez ścienie w powierzchniach rozdziału kompozycja polimerów–metal, przy czym ścienie zaczynało się od obu końców zakładki. W niewielkim procencie utrata spójności złącza była spowodowana rozerwaniem warstwy kompozycji polimerów.

layers of 5 mm, the tension of foundation bolts can be limited to the force equal to six weights of the seated diesel engine without an essential loss of the washers shear strength in the polymer composite-steel separation surfaces.

The designated joint shear strengths in polymer composite-metal separation surfaces are derivatives of the static friction coefficient of polymer against steel, assumed as equal to 0.7 [7]. With steel washers, the force necessary to shift a washer on the foundation is a derivative of static friction coefficient of steel against steel, which is equal to 0.1. Hence, it may be assumed that shifting on the foundation of a diesel engine seated on washers according to the patent will require a considerably larger force than the shifting on the foundation of an engine seated on steel washers. In the seating construction of the engine on the foundation in the marine plant, this permits the reduction of the number of side and head stoppers and fitted foundation bolts, traditionally applied for safeguarding the engine against displacement against the foundation.

Research on the effect of polymer composite layer thickness on the shear strength of joints in the polymer composite-metal separation surfaces must be considered as a piloting one, due to the small number of trial joints tested. It seems necessary to continue this research.

### 3. Conclusions

The results of research on steel joints with Belzona 1111B polymer composites allow predictions as to the washers according to the patent:

1. The compression strength of the washers may be larger than the compression strength of the polymer composite applied.
2. With the tension of foundation bolts equal to six weights of the diesel engine seated on washers according to the patent, better safeguarding against the engine displacement against the foundation can be obtained than when applying metal washers.

### Bibliography/Literatura

- [1] Urząd Patentowy RP. Patent nr 192120. Sposób posadawiania silników i mechanizmów na podstawach fundamentowych. Uprawniona z patentu Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni. Twórca wynalazku Leszek Piaseczny. 2.10.2006.
- [2] Grudziński K., Jaroszewicz W.: Posadawianie maszyn i urządzeń na podkładkach fundamentowych odlewanych z tworzywa EPY. ZAPOL. Szczecin 2002.
- [3] Urząd Patentowy RP. Patent nr 195515. Złącze śrubowe pasowane w kompozycji polimerów. Uprawniona z patentu Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni. Twórca wynalazku Leszek Piaseczny. 28.09.2007.
- [4] Masek R.: Co to jest kompozyt? Materiały konferencji naukowo-technicznej „Belzona na pokładzie”. Łeba 8.03.2007 r., s. 3-14. Belse. Bielsko-Biała 2007.
- [5] Piaseczny L.: Posadawianie silników w siłowniach okrętów na podkładkach polimerowo-metalowych. Combustion Engines, nr 4, 2008.
- [6] Germanischer Lloyd. Regulation for seating propulsion plants. Hamburg. April 1995.
- [7] Wilson J.M.: Marine epoxy resin chocks. vol.21, Nr 1, pp.12-18. 1984.

Ze względów technologicznych w podkładkach według patentu mogą być stosowane warstwy kompozycji polimerów o grubości 3 mm i większej. Jak widać na rys. 8, przy tych grubościach warstw kompozycji polimerów, ze zwiększeniem napięcia śrub łączących powyżej 4200 N wytrzymałość złączy na ścinanie zwiększa się wolniej. Przy grubości warstw kompozycji polimerów 5 mm zwiększenie wytrzymałości złączy na ścinanie ze zwiększeniem napięcia śrub łączących jest nieznaczne. Stąd można wyciągnąć wniosek, że w podkładkach według patentu o grubościach warstw kompozycji polimerów 5 mm można ograniczyć napięcie śrub fundamentowych do siły równej sześciu ciężarom posadowionego silnika spalinowego, bez istotnego ubytku wytrzymałości podkładek na ścinanie w powierzchniach rozdziału kompozycja polimerów–stal.

Wyznaczone wytrzymałości złączy na ścinanie w powierzchniach rozdziału kompozycja polimerów–metal są pochodnymi współczynnika tarcia spoczynkowego polimeru o stal, który przyjmuje się jako równy 0,7 [7]. Przy podkładkach stalowych siła potrzebna do przesunięcia podkładki na fundamentacie jest pochodną współczynnika tarcia spoczynkowego stali o stal, który jest równy 0,1. Stąd można przyjąć, że przesunięcie na fundamentacie silnika spalinowego osadzonego na podkładkach według patentu będzie wymagało działania znacznie większej siły niż przesunięcie na fundamentacie silnika osadzonego na podkładkach stalowych. Pozwala to w konstrukcji posadowienia silnika na fundamentacie w siłowni okrętu zmniejszyć liczbę stoperów bocznych i czołowych oraz pasowanych śrub fundamentowych, tradycyjnie stosowanych do zabezpieczenia silnika przed przesunięciem na fundamentacie.

Badania wpływu grubości warstwy kompozycji polimerów na wytrzymałość złączy na ścinanie w powierzchniach rozdziału kompozycja polimerów–metal należy uznać za pilotowe, ze względu na małą liczbę zbadanych złączy próbnych. Wydaje się, że jest potrzebne kontynuowanie tych badań.

### 3. Wnioski

Uzyskane wyniki badań złączy stali z kompozycją polimerów Belzona 1111B pozwalają prognozować odnośnie do podkładek według patentu, że:

1. Wytrzymałość podkładek na ściskanie może być większa od wytrzymałości na ściskanie zastosowanej kompozycji polimerów.
2. Przy napięciu śrub fundamentowych równym sześciu ciężarom silnika spalinowego osadzanego na podkładkach według patentu można uzyskać większe zabezpieczenie przed przesunięciem silnika na fundamentacie niż uzyskuje się przy zastosowaniu podkładek metalowych.

*Paper reviewed*

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

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

e-mail: [piaseczny@ptnss.pl](mailto:piaseczny@ptnss.pl)



Sathaporn CHUEPENG  
Hongming M. XU  
Athanasios TSOLAKIS  
Mirosław L. WYSZYŃSKI  
Jonathan HARLAND

PTNSS-2009-SS3-C076

## Nanoparticle number from biodiesel blends combustion in a common rail fuel injection system diesel engine equipped with exhaust gas recirculation

The paper presents characterisations of nanoparticle number in exhaust gases from biodiesel blends (B30, 30% of RME by volume with ultra low sulphur diesel fuel, ULSD) combustion in a V6 diesel engine equipped with a common rail fuel injection system. The engine was operated on three steady-state test points extracted from the New European Driving Cycle without engine hardware or the engine management system (EMS) modification. A fast differential mobility spectrometer was used to determine particle number size distribution based on electrical mobility equivalent diameter. The distribution was dependent on the engine operating condition and the rate of exhaust gas recirculation (EGR). The particle size in the nucleation mode from B30 combustion with and without EGR is smaller than that of ULSD while giving higher number concentration for all engine operating conditions tested. However, in the accumulation mode with and without EGR, the smaller sizes and the lower total numbers from B30 combustion were observed. For both fuels, EGR shows insignificant changes to the primary particle size but noticeable increase in particle size and number in the accumulation mode. In overall, compared to the ULSD case, the B30 combustion reduced particle size and lowered total particle number in exhaust gas emitted from the engine with EGR.

Key words: nanoparticle, biodiesel, diesel, particulate matter, particle number, size distribution, common rail, exhaust gas recirculation, nucleation, accumulation

## Liczba nanocząstek ze spalania mieszanek z biodieslem w silniku ZS z układem wtryskowym z ciśnieniowym kolektorem paliwa common rail wyposażonym w układ recyrkulacji spalin

W artykule przedstawiono charakterystykę ilościową nanocząstek w gazach spalinowych ze spalania mieszanek z biodieslem (B30, mieszanka 30% obj. estru metylowego oleju rzepakowego RME z ultraniskosiarkowym olejem napędowym ULSD) w silniku z zapłonem samoczynnym V6 wyposażonym w układ wtryskowy z ciśnieniowym kolektorem paliwa common rail. Badania przeprowadzono w trzech ustalonych stanach obciążenia, wyjętych z Nowego Cyklu Europejskiego, bez modyfikacji systemu silnika oraz układu sterowania silnikiem EMS. Szybki różnicowy spektrometr mobilności DMS zastosowano do określenia rozkładu ilościowego cząsteczek, opartego na równoważnej średnicy mobilności elektrycznej. Rozkład okazał się zależny od stanu operacyjnego silnika i stopnia recyrkulacji spalin EGR. Wymiary cząstek w zakresie nukleacyjnym przy spalaniu paliwa B30 z udziałem i bez udziału EGR są mniejsze niż przy spalaniu ULSD, natomiast ich koncentracja ilościowa jest większa we wszystkich badanych stanach operacyjnych silnika. Natomiast w zakresie akumulacyjnym zaobserwowano mniejsze wymiary i mniejszą całkowitą liczbę cząstek przy spalaniu B30, zarówno z udziałem, jak i bez udziału recyrkulacji spalin EGR. Dla obydwu paliw zastosowanie EGR powoduje nieznaczne zmiany w wymiarach cząstek pierwotnych, lecz znaczący wzrost wymiarów i liczby cząstek w zakresie akumulacyjnym. Ogólnie biorąc, w porównaniu ze spalaniem ULSD spalanie mieszanki B30 spowodowało zmniejszenie wymiarów cząstek i obniżenie całkowitej ich ilości w gazach spalinowych z silnika pracującego z udziałem recyrkulacji spalin EGR.

Słowa kluczowe: nanocząstki, biodiesel, diesel – olej napędowy, cząstki stałe, liczba cząstek, rozkład wielkości, kolektor paliwa, recyrkulacja gazów spalinowych, nukleacja, akumulacja

### 1. Introduction

Biodiesel fuels in the form of methyl or ethyl esters are oxygenated derivative from a wide variety of renewable sources such as vegetable oil, waste cooking oil, and animal fat [1]. They are being gained more attention as an alternative fuel for compression ignition (diesel) engines. Some of their key properties are comparable to those of diesel fuel. Near-zero sulphur and aromatic contents in biodiesel are considered to be advantageous over fossil fuels. In addition, promotions to use other renewable bio-fuels in transporta-

### 1. Wstęp

Paliwa biodieslowskie (biodiesle) w postaci estrów metylowych lub etylowych są utlenionymi produktami pochodnymi z szerokiej gamy źródeł odnawialnych, takich jak oleje roślinne, zużyte oleje ze smażenia czy tłuszcze zwierzęce [1]. Jest nimi coraz większe zainteresowanie jako alternatywnymi paliwami dla silników z zapłonem samoczynnym (ZS). Niektóre z ich kluczowych właściwości są porównywalne z właściwościami oleju napędowego. Bliska zeru zawartość siarki i związków aromatycznych

tion [2] and environmental concerns on carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emissions are probably the main reasons for instigating the use of biodiesel as a part-substitute for diesel fuel.

Generally biodiesel and its blends reduce carbon monoxide, total unburned hydrocarbon, soot (solid carbon fraction of PM) and PM mass emissions compared to standard diesel, while increasing nitrogen oxides when combusted in stock engines without timing changes or exhaust gas after treatments [3]. For some other unregulated emissions, polycyclic aromatic hydrocarbon (PAH) and nitro PAH compounds are considerably reduced by the use of biodiesel, as well as the lower levels of some toxic and reactive hydrocarbon species determined by chemical characterisation [4].

Kittelson [5] described a typical particulate size characterisation of diesel aerosols in form of tri-modal and log-normal distribution. The so-called nuclei mode comprises spherical primary particles ranging from 5 to 50 nm diameter with a tiny amount of mass. Primary particles are agglomerated into aggregates, fairly similar to fractal-like shape [6]; the size is therefore determined by equivalent diameter of fractal-like particles. Accumulation mode is the subsequence range containing particle size from 50 to 1,000 nm diameters with a lower number of particles but higher total particulate mass compared to the nuclei mode. The coarse mode contains particles larger than 1,000 nm in diameter; it is not presented here due to the limitation of the spectrometer used in this work.

Research work concerning diesel particulate matter has been previously conducted at the authors' laboratory in Birmingham. Tsolakis et al. [7] investigated the particulates in the exhaust gases from a dual fuel (hydrogen-diesel) engine. Tsolakis [8] examined the exhaust PM from a single cylinder diesel engine equipped with pump-line-injector fuel injection system and fuelled with neat biodiesel. The particulate size distributions were found to be affected by the use of EGR. The results previously obtained were consistent with those conducted by Chuepeng et al. [9] using a V6 diesel engine equipped with a common rail fuel injection system.

The main aim of this research is to present PM number size distribution and total particle number as a function of their size in nucleation and accumulation modes. An experimental study was conducted using a differential mobility spectrometer (DMS) to examine effects of fuel property on the exhaust gas aerosols from the combustion of diesel-biodiesel blends in a modern multi-cylinder production engine without hardware and EMS modification. This assesses the quantitative impact of high proportion biodiesel blends (B30) on particulate matter as inline with the EU vision for 2030 to promote to use of bio-fuels for road transportation [10].

## 2. Experimental apparatus and procedure

### 2.1. Engine and instrumentation

The experimental work was conducted using a V6 Jaguar diesel engine. The engine conforming to EURO IV emission standard is equipped with twin variable geometry

in biodieslach uważane są za zaletę w porównaniu z paliwami kopalnymi. Poza tym zalecenie stosowania biopaliw odnawialnych w transporcie [2] oraz obawy ekologiczne dotyczące emisji dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>) są prawdopodobnie głównymi przyczynami wprowadzania biodiesla jako częściowego substytutu dla oleju napędowego.

Ogólnie biorąc, biodiesel i jego mieszanki spalane w seryjnie produkowanych silnikach bez zmian kąta wtrysku i systemów obróbki spalin dają w porównaniu ze standardowym olejem napędowym zmniejszenie emisji tlenku węgla, niespalonych węglowodorów i sadzy (frakcji stałej fazy węglowej w emisji cząstek) oraz ogólnej emisji cząstek stałych, natomiast zwiększa się emisja tlenków azotu [3]. Spośród innych emisji nieobjętych przepisami, zastosowanie biodiesla znacznie zmniejsza emisje wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych (WWA, PAH) i azotowanych WWA oraz obniża poziom niektórych toksycznych i reaktywnych związków węglowodorowych wyznaczanych metodami chemicznymi [4].

Kittelson [5] opisał typową charakterystykę rozmiarów cząstek w aerozolu z silników ZS w postaci rozkładów trójmodalnych i logarytmiczno-normalnych. Tak zwany zakres zarodkowy obejmuje kuliste cząstki pierwotne o średnicach od 5 do 50 nanometrów, reprezentujące znikomą masę. Cząstki pierwotne łączą się w aglomeraty o kształtach podobnych do fraktalnych [6]; ich rozmiary są w związku z tym określone przez równoważne średnice cząstek typu fraktalnego. Zakres akumulacyjny jest następującym potem zakresem rozmiarów zawierającym cząstki o średnicach od 50 do 1000 nm, o mniejszej liczbie cząstek, lecz większej ich masie w porównaniu z zakresem zarodkowym. Zakres zgrubny zawiera cząstki o średnicach powyżej 1000 nm; nie jest przedstawiany w tym artykule ze względu na ograniczenia spektrometru używanego w tych badaniach.

W laboratorium autorów w Birmingham przeprowadzono już wcześniej badania dotyczące emisji cząstek stałych z silników ZS. Tsolakis i in. [7] badali cząstki stałe w gazie wydechowym z jednocylinrowego dwupaliwowego (wodór – olej napędowy) silnika ZS. Tsolakis [8] badał cząstki stałe w gazie wydechowym jednocylinrowego silnika ZS wyposażonego w system wtryskowy paliwa z pompą liniową i wtryskiwaczem, i zasilanego czystym biodieslem RME. Rozkłady wielkości cząstek stałych okazały się zmienne w efekcie stosowania recyrkulacji gazów spalinowych (EGR). Te uprzednio uzyskane wyniki były też spójne z badaniami przeprowadzonymi przez Chuepenga i in. [9] z użyciem silnika ZS V6 wyposażonego w układ wtryskowy *common rail*.

Głównym celem przedstawionych tu badań było określenie rozkładu ilościowego cząstek stałych według ich rozmiarów oraz ogólnej liczby cząstek w funkcji ich rozmiarów w zakresach zarodkowych (nukleacyjnych) i akumulacyjnych. Badania eksperymentalne z użyciem różnicującego spektrometru mobilności (*differential mobility spectrometer* DMS) nakierowane były na określenie wpływu właściwości paliwa na aerozole w gazie wydechowym ze spalania mieszanek oleju napędowego z biodieslem w no-

turbochargers (VGT) and a Siemens-VDO common rail direct injection system. The engine technologies comprise a cooled exhaust gas recirculation (EGR) system, twin diesel oxidation catalysts (DOCs), and a diesel particulate filter (DPF). Engine specification is given in table 1. An eddy-current type Schenck W230 dynamometer was used to brake the engine on the test rig. Monitoring and recording engine operating parameters (e.g. air and fuel mass flow, start of pre-, main-, and post-injection, intake manifold pressure and temperature etc.) from the engine management system (EMS) were accomplished using INCA software from ETAS.

Table 1. Engine specification  
Tabela 1: Dane techniczne silnika

Bore/średnica cylindra	81 mm
Stroke/skok tłoka	88.0 mm
Displacement volume/objętość skokowa	2720 cm <sup>3</sup>
Maximum torque/max moment obrotowy	435 N·m @1900 rpm
Maximum power/max moc	152 kW @ 4000 rpm
Compression ratio/stopień sprężania	17.3:1

## 2.2. Particle number and size determination

The particle sampling shown schematically in Fig. 1 was based on partial flow dilution system. Engine exhaust gases at 20 cm downstream of turbocharger exit were drawn to a mini diluter with a constant 20-to-1 dilution ratio and diluted with zero-grade air from bottle supplied by BOC at controlled

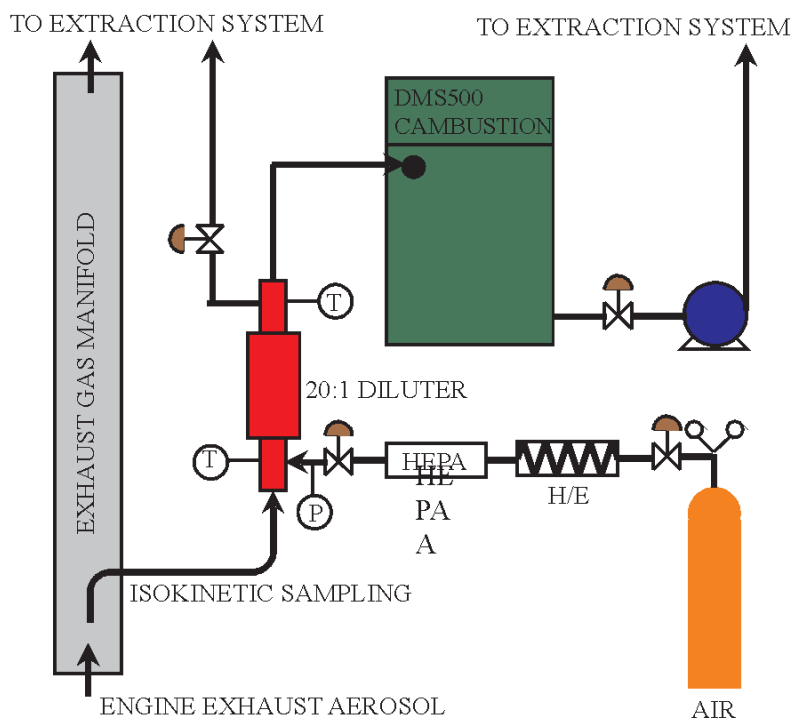


Fig. 1. Particle sampling system

Rys. 1. Układ pobierania próbek cząstek stałych

wczesnym wielocylindrowym silniku z produkcji seryjnej, bez modyfikacji zespołów silnika ani też elektronicznych zespołów sterujących. Pozwala to na oszacowanie ilościowego wpływu wysokoprocentowych mieszanek biodiesla (B30) na emisje cząstek stałych zgodnie z wizją Unii Europejskiej na rok 2030, dotyczącą promowania zastosowań biopaliw w transporcie drogowym [10].

## 2. Aparatura i procedury badawcze

### 2.1. Silnik i oprzyrządowanie

Badania eksperymentalne przeprowadzono na silniku o zapłonie samoczynnym V6 Jaguar. Silnik spełniający wymagania normatywne emisji Euro 4 jest wyposażony w bliźniaczy układ turbosprężarek o zmiennej geometrii (VGT) oraz układ bezpośredniego wtrysku paliwa *common rail* Siemens-VDO. Technologie zastosowane w silniku obejmują chłodzony układ recyrkulacji gazów spalinowych EGR, bliźniacze reaktory utleniające DOC oraz filtr cząstek stałych – DPF. Dane techniczne silnika podano w tabeli 1. Do odbierania mocy silnika na hamowni zastosowano dynamometr prądów wirowych Schenck W230. Monitorowanie i zapis parametrów operacyjnych silnika (np. strumieni masowych przepływów powietrza i paliwa, kątów początku wtrysku wstępnego, głównego i wtórnego, ciśnienia i temperatury w kolektorze wlotowym itd.) pobieranych z układu sterującego silnika (EMS) dokonywane były przy użyciu oprogramowania INCA firmy ETAS.

### 2.2. Określanie liczby i rozmiaru cząstek

Układ pobierania próbek cząstek, przedstawiony schematycznie na rys. 1, oparty był na systemie częściowego rozrzedzenia przepływu. Gazy wydechowe z silnika pobierane były 20 cm za wylotem z turbosprężarki do minirozrzedacza (minidiluter) o stałym stosunku rozrzedzenia 20:1 i rozrzedzane w kontrolowanych

warunkach czystym (jakości zerowej) sprężonym powietrzem z butli dostarczanych przez BOC. Rozrzedzone próbki przepływały strumieniem 8 l/min w warunkach poniżej ciśnienia atmosferycznego do różnicowego spektrometru mobilności – model DMS500 firmy Cambustion Ltd.

Spektrometr mierzy cząstki w zakresie wielkości od 5 do 1000 nm z opóźnieniem 200 ms i częstotliwością danych wyjściowych do 10 Hz. Rozkłady ilościowe wielkości cząstek przedstawiane poniżej dla stanów ustalonych każdego z warunków pomiarowych silnika były uśredniane z 30-sekundowego pomiaru. Są one również korygowane na rozrzedzenie i przedstawiane jako nierozrzedzone emisje w gazie wydechowym. Całkowita liczba cząstek może być obliczona przez całkowanie powierzchni pod krzywą ( $dN/d\log D_p$ ) w funkcji  $\log D_p$  w zakresie rozmiarów od 5 do 50 nm dla cząstek zarodkowych (nukleacyjnych) i 51 do 1000 nm dla zakresu akumulacyjnego.

### 2.3. Paliwa badawcze

W ciągu całego zakresu badań stosowano dwa paliwa podstawowe: olej napędowy

condition. The diluted samples flowed sub-barometrically at constant rate of  $8 \text{ l/min}^{-1}$  into a differential mobility spectrometer model DMS500 from Cambustion Ltd.

The spectrometer measures particles in the size range of 5 to 1,000 nm at 200 ms time response with the output data range of up to 10 Hz. The particle number size distributions shown in the following sections representing for each steady-state engine test condition were averaged from 30 seconds. Also, they were corrected for dilution and are shown as engine undiluted exhaust gas emissions. The total particle number can be calculated by integrating the area under the curve ( $dN/d\log D_p$ ) over  $\log D_p$  from the size range of 5 to 50 nm for nucleation mode and 51 to 1,000 nm for accumulation mode.

### 2.3. Test fuels

Throughout the research work, two base fuels: ultra low sulphur diesel (ULSD) and rapeseed methyl ester (RME) were used. Both were provided by Shell Global Solutions UK and conform to the EN 590 and EN 14214 fuel standards for ULSD and RME, respectively. Some of their key properties are shown in table 2. For all engine conditions, the test was performed using two different fuel contents: ULSD and volumetric blend of 30% RME with 70% ULSD (namely B30 hereafter).

Table 2. Fuel properties  
Tabela 2. Właściwości paliw

	ULSD	RME
Cetane number/liczba cetanowa	53.9	54.7
Density at 15°C ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )/gęstość przy 15°C	827.1	883.7
Viscosity at 40°C (cSt)/lepkość	2.467	4.478
LHV ( $\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )/niższa wartość opałowa	42.7	39.0
Sulphur ( $\text{mg}\cdot\text{kg}^{-1}$ )/zawartość siarki	46	5
Total aromatics (% wt.)/całkowita zawartość związków aromatycznych	24.1	<0.1
Molecular mass (eq.)/masa cząsteczkowa (równoważnik)	209	296
Carbon (% wt.)/węgiel	86.5	77.2
Hydrogen (% wt.)/wodór	13.5	12.0
Oxygen (% wt.)/tlen	0	10.8

### 2.4. Engine test condition and procedure

Three different engine load and speed conditions shown in table 3 were selected for the test. These conditions are extracted from the New European Driving Cycle. The (cooled) EGR percentages were calculated and controlled by the EMS and are also shown in table 3. At this stage of study, no modification was made to the engine hardware or the EMS. In the test cell, the air temperature was controlled at  $25\pm 2^\circ\text{C}$  while relative humidity was monitored. At the engine inlet, the temperature and the atmospheric pressure were measured and calculated to comply with the test validity, according to the Directive 1999/96/EC [11].

ultraniskosiarkowy (ULSD) oraz ester metylowy oleju rzepakowego (RME). Oba te paliwa dostarczane były przez Shell Global Solutions UK i odpowiadały normom europejskim EN 590 (w przypadku ULSD) oraz EN 14214 (w przypadku RME). Niektóre ich kluczowe właściwości podano w tabeli 2. We wszystkich warunkach pracy silnika przeprowadzono badania z użyciem dwóch składów paliwa: czysty ULSD oraz mieszanka 30% (objętościowo) RME i 70% ULSD (nazywana poniżej B30).

### 2.4. Stany pracy silnika i procedury pomiarowe

Do badań wybrano trzy zestawy warunków pracy silnika; prędkość i obciążenie podane są w tabeli 3. Warunki te wzięto z Nowego Europejskiego Cyklu NEDC. Udziały procentowe spalin recyrkulacyjnych (chłodzonych) były obliczane i kontrolowane przez system kontroli elektronicznej silnika EMS; są one także podane w tabeli 3. Na tym etapie badań nie wprowadzono żadnych modyfikacji do zespołów silnika ani też do systemu EMS. Temperatura powietrza w komorze hamowni była utrzymywana na poziomie  $25\pm 2^\circ\text{C}$ , a wilgotność względna była monitorowana. Temperatura i ciśnienie atmosferyczne na wlocie silnika były mierzone i przeliczane, tak aby spełniać warunki ważności pomiarów, zgodnie z dyrektywą 1999/96/EC [11].

Table 3. Engine test conditions

Tabela 3. Zestaw warunków pracy silnika

Engine conditions/numer zestawu	Speed/prędkość (rpm)	Load/obciążenie (bar BMEP)	EGR (% vol.)
C1	1550	3.1	0
C2	1550	3.1	48 <sup>(a)</sup> , 45 <sup>(b)</sup>
C3	1550	4.7	0
C4	1550	4.7	34 <sup>(a)</sup> , 32 <sup>(b)</sup>
C5	1850	4.4	0
C6	1850	4.4	37 <sup>(a)</sup> , 36 <sup>(b)</sup>

(a) for ULSD case/w przypadku ULSD

(b) for B30 case/w przypadku B30

## 3. Wyniki i dyskusja

### 3.1. Rozkład ilościowy wielkości cząstek

Wpływ obciążenia silnika i EGR na rozkłady ilościowy wielkości cząstek pokazany jest odpowiednio na rys. 2a i 2b. Ogólnie biorąc, przy pracy silnika bez EGR liczby cząstek o małych średnicach w aerozolu wydechowym są większe przy spalaniu B30 w porównaniu z aerozolem pochodzącym ze spalania ULSD.

Jedną z głównych przyczyn wzrostu liczby cząstek o małych rozmiarach może być wg Tsolakisa [8] przypisana wzrostowi ciśnienia wtrysku paliwa przy zasilaniu biodieslem, jak to pokazano na rys. 3. W badaniach z zastosowaniem układów wtryskowych paliwa typu pompa–przewód–wtryskiwacz często donoszono o wzroście ciśnienia wtrysku przy zastosowaniu biodiesla [12], a to ze względu na jego większą gęstość i lepkość [13] oraz objętościowy moduł ściśliwości [14]. W układach wtryskowych paliwa typu *common rail* zmiany właściwości fizycznych paliwa nie prowadzą automatycznie do przyspieszenia kąta wtry-

### 3. Results and discussion

#### 3.1. Particle number size distribution

The particle number size distributions are shown in Fig. 2a and 2b as affected by engine load and EGR respectively. Generally at the engine operation without EGR the particulate numbers of exhaust aerosol from B30 combustion are higher in smaller diameter compared with ULSD combustion aerosol.

One of the main reasons for the increase in the particulate number in small size according to Tsolakis [8] can

be attributed to the increase in fuel injection pressure for biodiesel fuelling as shown in Fig. 3. In pump-line-injector fuel injection systems, the increased injection pressure have been reported frequently for the use of biodiesel [12], due to its higher density and viscosity [13] and bulk modulus of compressibility [14]. In common rail fuel injection systems, the physical properties of fuel do not lead to any injection advance. However the increase in fuel injection pressure still exists as a consequence of engine management system. This yields better fuel atomisation by increasing the number and shifting the fuel droplets to smaller sizes. In addition, for B30 combustion in the engine combustion chamber, the oxygen-contained fuel mixture also reduces carbon-contained PM by lowering the rate of gas-to-particulate conversion and enhances fuel oxidation in the fuel-rich zone where the soot is formed [8].

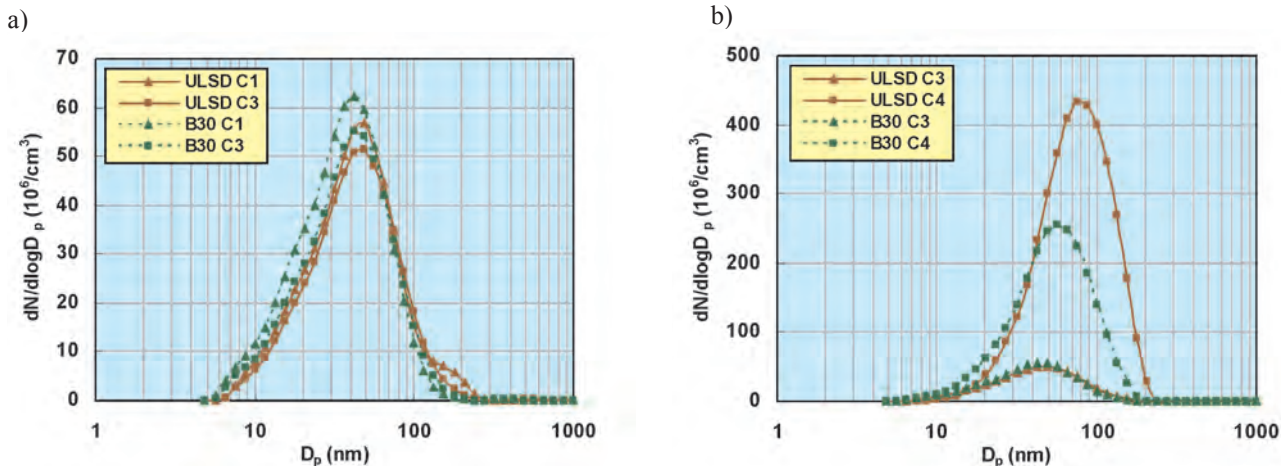


Fig. 2. Influence of (a) engine load and (b) exhaust gas recirculation on particle number size distribution

Rys. 2. Wpływ (a) obciążenia silnika oraz (b) recyrkulacji spalin na rozkłady ilościowe wielkości cząstek

be attributed to the increase in fuel injection pressure for biodiesel fuelling as shown in Fig. 3. In pump-line-injector fuel injection systems, the increased injection pressure have been reported frequently for the use of biodiesel [12], due to its higher density and viscosity [13] and bulk modulus of compressibility [14]. In common rail fuel injection systems, the physical properties of fuel do not lead to any injection advance. However the increase in fuel injection pressure still exists as a consequence of engine management system. This yields better fuel atomisation by increasing the number and shifting the fuel droplets to smaller sizes. In addition, for B30 combustion in the engine combustion chamber, the oxygen-contained fuel mixture also reduces carbon-contained PM by lowering the rate of gas-to-particulate conversion and enhances fuel oxidation in the fuel-rich zone where the soot is formed [8].

At constant engine speed without EGR in Fig. 2a, the engine load affects the characteristics of the exhaust gas aerosol as presented over the load range at 1550 rpm. It is seen for both ULSD and B30 that the particle number concentration reduced corresponding to the enlarged particle size as the engine load in-

crease. Jednak w wyniku działania systemu kontroli silnika mimo wszystkiego następuje wzrost ciśnienia wtrysku paliwa. Prowadzi to do lepszej atomizacji paliwa przez wzrost liczby i przesunięcie rozkładu wielkości kropli paliwa do mniejszych rozmiarów. Oprócz tego, w przypadku spalania B30 w komorze spalania silnika, mieszanka paliwa zawierającego tlen obniża również liczbę cząstek zawierających węgiel przez zmniejszenie prędkości przemian gazów na cząstki stałe oraz zwiększa stopień utleniania paliwa w strefach bogatej mieszanki, gdzie tworzy się sadza [8].

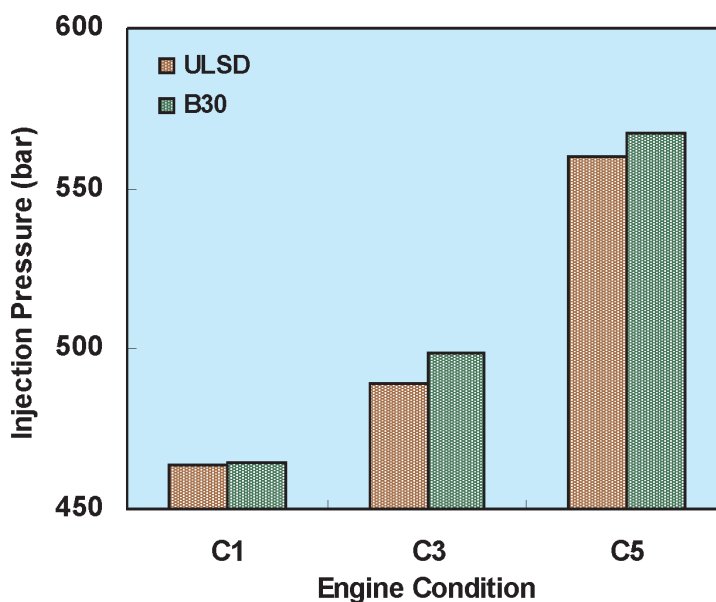


Fig. 3. Fuel injection pressure

Rys. 3. Ciśnienie wtrysku paliwa

creased. This suggests that higher degree of coagulation of nanoparticles occurred.

At constant engine load and speed, the EGR addition was also found to affect the particle number concentration as shown in Fig. 2b. The particle number in the diameter range of 40–200 nm has been increased noticeably by the EGR for both fuels but lesser extent for B30 case. The peaks of number concentrations are about 8 times for ULSD and 5 times for B30 higher than those without EGR. In this case, the greater amount of EGR rate applied for ULSD (34%) may have been responsible for the higher number of ULSD aerosol in bigger diameter, compared with 32% EGR for B30.

### 3.2. Particles in nucleation and accumulation modes

Figure 4 shows statistical analysis of total particle numbers and count mean diameter (CMD) in the nucleation and accumulation modes by the definition given in Section 2.2. For both modes, it is clear that both CMD and number concentration tend to increase with increased EGR rate. In the nucleation mode with and without EGR operation (Fig. 4a), the total particle numbers have shown to be higher for B30 aerosol while the CMD were smaller for B30 for all conditions tested. At the engine operation without EGR, the averaged CMD and total particle number are 30.3 nm and  $24.7 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , respectively for ULSD exhaust gases while those are 28.9 nm and  $28.1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , respectively for B30 exhaust gases. At the engine operation with EGR, the averaged CMD and total particle number are 39.5 nm and  $73.5 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , respectively for ULSD case while those are 34.8 nm and  $79.1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$  for B30 case. From the presented results, EGR seems to bring no significant changes in the primary particle size.

jak i dla B30 widać, że dla zwiększonego obciążenia silnika maleje koncentracja ilościowa cząstek odpowiadająca zwiększonym rozmiarom. Sugeruje to, że nastąpił zwiększony stopień koagulacji nanocząstek.

Przy stałej prędkości i obciążeniu silnika okazało się, że recyrkulacja spalin EGR również ma wpływ na koncentrację ilościową cząstek, jak to pokazano na rys. 2b. Liczba cząstek w zakresie średnic 40–200 nm wyraźnie wzrosła przy zastosowaniu recyrkulacji spalin EGR dla obu paliw, jednak w mniejszym stopniu w przypadku B30. Maksymalne wartości koncentracji ilościowej są w dla ULSD 8 razy wyższe, a dla B30 5 razy wyższe od wartości bez EGR. W tym przypadku większy procent EGR zastosowany dla paliwa ULSD (34%) mógł być odpowiedzialny za wystąpienie większej liczby cząstek w aerozolu ULSD w porównaniu z 32% EGR w przypadku paliwa B30.

### 3.2. Cząstki w zakresach zarodkowych i akumulacyjnych

Na rysunku 4 przedstawiono analizę statystyczną całkowitej liczby cząstek i ich średniej średnicy zliczeniowej count mean diameter CMD) w zakresach zarodkowych i akumulacyjnych, zgodnie z definicją podaną w Sekcji 2.2. W obydwu zakresach jest oczywiste, że zarówno CMD, jak i koncentracja ilościowa wykazują tendencje wzrostowe dla większej proporcji EGR.

We wszystkich warunkach eksperymentalnych, zarówno przy użyciu EGR, jak bez recyrkulacji spalin (rys. 4a), całkowita liczba cząstek w zakresie nukleacyjnym okazała się większa w aerozolu pochodzącym ze spalania paliwa B30, natomiast średnia średnica zliczeniowa była mniejsza dla B30 niż dla ULSD. Przy pracy silnika bez EGR uśredniona wartość średniej średnicy zliczeniowej CMD i całkowita

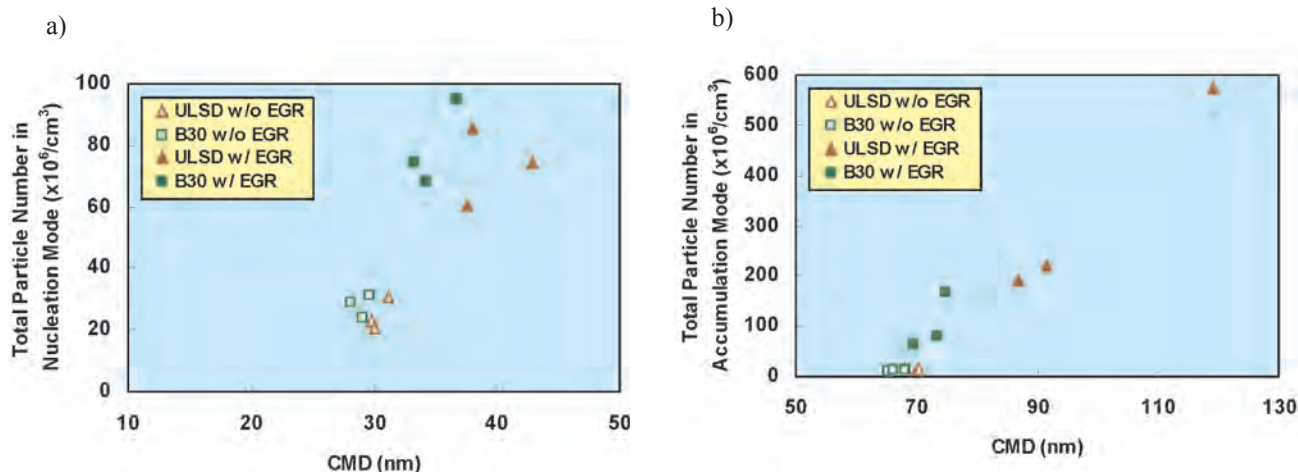


Fig. 4. Influence of exhaust gas recirculation on total particle number in (a) nucleation mode and (b) accumulation mode

Rys. 4. Wpływ recyrkulacji gazów wydechowych na całkowitą liczbę cząstek w zakresie zarodkowym (nukleacyjnym) (a) i akumulacyjnym (b)

In the accumulation mode with and without EGR operation (Fig. 4b), compared to ULSD case, the smaller CMDs and the lower total numbers from B30 combustion have been observed for all conditions tested. At the engine operation without EGR, the averaged CMD and total particle number are 69.5 nm and  $15.2 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , respectively for

liczba cząstek wynoszą dla gazów wydechowych ze spalania paliwa ULSD odpowiednio 30,3 nm oraz  $24,7 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , natomiast w przypadku gazów wydechowych z B30 wynoszą one odpowiednio 28,9 nm i  $28,1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ . Przy pracy silnika z EGR uśredniona średnica zliczeniowa CMD i całkowita liczba cząstek wynoszą dla paliwa ULSD odpowiednio 39,5

ULSD exhaust gases while those are 66.3 nm and  $13.0 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , respectively for B30 exhaust gases. At the engine operation with EGR, the averaged CMD and total particle number are 99.1 nm and  $327.9 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , respectively for ULSD case while those are 72.6 nm and  $104.1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$  for B30 case. It is apparently that EGR results in noticeable changes in particle size and number in accumulation mode.

### 3.3. Total particle number

Figure 5 shows the total particle number for all test conditions versus the corresponding count mean diameter (CMD) of the distributions. For the calculation of the CMD, the whole particle size range (5 nm to 1,000 nm) was considered. The B30 combustion reduced particle size and lowered total particle number in exhaust gas emitted from the engine with EGR but the number was higher as the engine operated without EGR, compared to the ULSD case. For both fuels, the correlation shows obviously that the higher the number of particles, the higher the CMD. This is due to the fact that larger aggregates are formed when the particle number increases [15].

The effect of EGR on particles as indicated in Fig. 5 has revealed that – for ULSD, it makes noticeable difference to the particle number at mobility diameter larger

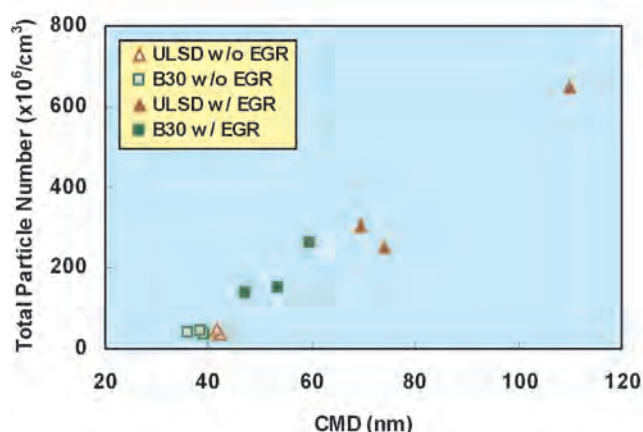


Fig. 5. Total particle number (comprising nucleation mode and accumulation mode)

Rys. 5. Całkowita liczba cząstek (biorąc pod uwagę cząstki w zakresach zarodkowym – nukleacyjnym i akumulacyjnym)

than 50 nm, but for B30, it reduces considerably the number of particles. Potentially, reducing or maintaining the particle number at low mobility diameters can be proficiently carried out by optimising EGR addition. However care has to be taken since this process may increase the total PM number in larger sizes. In contrast, with biodiesel, this can bring benefits to the reduction of total particle number at high mobility diameters for modern electronic-controlled diesel engines with common rail fuel injection system such as the engine used in the present study.

nm i  $73,5 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , natomiast dla B3 – odpowiednio 34,8 nm i  $79,1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ . Z przedstawionych rezultatów wynika, że zastosowanie EGR nie powoduje znaczących zmian w rozmiarach cząstek pierwotnych (nukleacyjnych).

W zakresie akumulacyjnym wielkości cząstek (rys. 4b), we wszystkich warunkach pracy silnika: z EGR i bez recyrkulacji, dla zasilania paliwem B30 zaobserwowano mniejsze średnie średnice zliczeniowe CMD i mniejsze całkowite liczby cząstek w porównaniu z zasilaniem paliwem ULSD. Przy pracy bez recyrkulacji spalin EGR uśredniona średnica zliczeniowa CMD i całkowita liczba cząstek to dla paliwa ULSD odpowiednio 69,5 nm i  $15,2 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ , natomiast dla gazów spalinowych z zasilania paliwem B30 – odpowiednio 66,3 nm i  $13,0 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$ .

Wskazuje to, że zastosowanie recyrkulacji spalin EGR powoduje zauważalne zmiany w rozmiarach i liczbie cząstek w zakresie akumulacyjnym.

### 3.3. Całkowita liczba cząstek

Na rysunku 5 przedstawiono całkowitą liczbę cząstek w funkcji odpowiadających im średnich wielkości zliczeniowych (CMD) w rozkładach uzyskanych dla wszystkich warunków eksperymentalnych. Średnie wielkości zliczeniowe były obliczane dla całego zakresu wielkości cząstek (od 5 nm do 1000 nm). Spalanie paliwa B30 w porównaniu z paliwem ULSD daje mniejsze rozmiary i mniejszą całkowitą liczbę cząstek w gazach spalinowych w przypadku zastosowania recyrkulacji spalin EGR, lecz bez EGR liczba cząstek była większa dla B30. Korelacje dla obydwu paliw wskazują, że im większa jest liczba cząstek, tym większa jest ich średnia średnica zliczeniowa CDM. Wynika to z faktu, że wzrost liczby cząstek prowadzi do tworzenia się większych ich agregatów [15].

Wpływ recyrkulacji spalin EGR na cząstki stałe w spalinach przedstawiony na rys. 5 ukazuje, że w przypadku paliwa ULSD zastosowanie EGR prowadzi do zauważalnych zmian liczby cząstek o średnicach mobilności większych od 50 nm, natomiast w przypadku paliwa B30 prowadzi ono do znaczącego zmniejszenia liczby cząstek. Kompetentna optymalizacja zastosowania recyrkulacji spalin może potencjalnie prowadzić do zmniejszenia lub przynajmniej utrzymania liczby cząstek o małych średnicach mobilności. Należy jednak zachować ostrożność, ponieważ proces ten może prowadzić do zwiększenia całkowitej liczby cząstek o większych rozmiarach. Tym niemniej, w przypadku paliwa typu biodiesel spalane w sterowanych elektronicznie nowoczesnych silnikach o zapłonie samoczynnym z układem wtryskowym *common rail*, takich jak silnik użyty w przedstawionych tu badaniach, może to przynieść korzyści przez obniżenie całkowitej liczby cząstek o dużych średnicach mobilności.

## 4. Wnioski

Badania eksperymentalne rozkładów wielkości cząstek stałych i całkowitej liczby cząstek w aerozolu gazu wydechowego ze spalania paliwa niskosiarkowego ULSD i jego mieszanki z 30. procentami estru oleju rzepakowego B30 w

#### 4. Conclusions

An experimental study on the particle size distribution and total particle number in distinct mode of exhaust gas aerosol from ULSD and B30 combustion in a common rail fuel injection diesel engine has revealed the conclusions as follows:

1. The particle number size concentrations are dependent of engine operating condition and also varied with the differences in EGR rate applied to the engine when the different fuels were used.
2. At constant engine speed without EGR, the particle number concentration reduced corresponding to the enlarged particle size as the engine load increased, due to coagulation of particles for both fuels.
3. When the engine load and speed were fixed, the particle number concentration increased noticeably by the EGR mainly in the diameter range of 40–200 nm for both fuels but lesser extent for B30 case.
4. In the nucleation mode regardless of EGR, the total particle numbers were higher while the sizes were smaller for B30 for all conditions tested. From the presented results, EGR shows to bring insignificant changes to the primary particle size.
5. In the accumulation mode regardless of EGR, compared to ULSD case, the smaller sizes and the lower total numbers from B30 combustion were observed for all conditions tested. EGR results in noticeable changes in particle size and number in accumulation mode.
6. For both modes and both fuels, particle number concentration and size tend to increase with EGR, due to the larger aggregates formed when the particle number enlarges.
7. Compared to the ULSD case, the B30 combustion reduced particle size and lowered total particle number in exhaust gas emitted from the engine with EGR but the number was higher as the engine operated without EGR.

#### Acknowledgement

This work was conducted at the University of Birmingham; cooperation of the members in the Future Engines and Fuels Lab is gratefully appreciated. The authors wish to acknowledge Jaguar Cars Ltd for the financial and technical support and Shell Global Solutions UK for the provision of the test fuels. Dr S. Chuepeng would like to thank the Royal Thai Government for his Ph.D. scholarship and maintenance grant.

#### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

BMEP	Brake Mean Effective Pressure/średnie efektywne ciśnienie obciążenia
BOC	British Oxygen Company
CMD	Count Mean Diameter/średnica średnia zliczeniowa
rpm	Revolution per Minute/obrotów na minutę

silniku ZS z wtryskiem paliwa typu *common rail* pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków:

1. Rozkłady liczby cząstek w funkcji ich wielkości są zależne od warunków pracy silnika i zmieniają się również ze zmianami proporcji strumienia recyrkulacji spalin EGR stosowanymi w silniku w przypadkach używania różnych paliw.
2. Przy pracy silnika ze stałą prędkością bez recyrkulacji spalin, w miarę wzrostu obciążenia silnika następowało dla obydwu paliw zmniejszenie koncentracji ilościowej cząstek połączone ze wzrostem ich rozmiaru, spowodowane koagulacją cząstek.
3. Przy stałym obciążeniu i prędkości silnika koncentracja ilościowa cząstek znacznie wzrasta, gdy zastosowana jest recyrkulacja spalin EGR; wzrost ten występuje głównie w zakresie średnic 40–200 nm dla obydwu paliw, przy czym jest on mniejszy dla paliwa B30.
4. W zakresie wielkości cząstek pierwotnych (zwanych też zarodkowymi lub nukleacyjnymi) całkowita liczba cząstek była większa, a rozmiary cząstek mniejsze w przypadku paliwa B30 dla wszystkich warunków eksperymentalnych. Z przedstawionych rezultatów wynika, że zastosowanie recyrkulacji spalin powoduje jedynie nieznaczne zmiany w rozmiarach cząstek pierwotnych.
5. W zakresie wielkości cząstek akumulacyjnych, niezależnie od zastosowania recyrkulacji spalin i dla wszystkich warunków eksperymentalnych, dla paliwa B30 uzyskano mniejsze wielkości i mniejszą liczbę cząstek w spalinach w porównaniu z paliwem ULSD.
6. W obydwu zakresach wielkości cząstek i dla obydwu zastosowanych paliw zarówno koncentracja ilościowa (liczbowa), jak i wielkość cząstek wzrastają przy zastosowaniu recyrkulacji spalin EGR, z powodu tworzenia się większych aglomeratów cząstek przy wzroście ich liczby.
7. Spalanie paliwa B30 z zastosowaniem recyrkulacji spalin EGR powoduje, w porównaniu ze stosowaniem paliwa ULSD, zmniejszenie rozmiarów cząstek oraz całkowitej ich liczby w gazie wydechowym, natomiast w przypadku pracy silnika bez recyrkulacji spalin liczba cząstek była dla B30 większa.

#### Podziękowania

Badania zostały przeprowadzone w Uniwersytecie Birmingham; z wdzięcznością zaznaczamy współpracę członków Laboratorium Silników i Paliw Przyszłości. Autorzy pragną także podziękować firmie Jaguar Cars Ltd za pomoc finansową i techniczną oraz firmie Shell Global Solutions UK za dostarczenie paliw. Doktor S. Chuepeng pragnie wyrazić wdzięczność Królewskiemu Rządowi Tajlandii za przyznane mu stypendium doktoranckie.

*Paper reviewed*

## Bibliography/Literatura

- [1] Graboski M.S., McCormick R.L.: Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science* vol. 24, pp. 125-164, 1998.
- [2] Directive 2003/30/EC: The promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport. *Official Journal of the European Union* L123, pp. 42-46, 2003.
- [3] Lapuerta M., Armas O., Rodríguez-Fernández J.: Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. *Progress in Energy and Combustion Science* vol. 34, pp. 198-223, 2008.
- [4] Sharp C.A., Howell S.A., Jobe J.: The effect of biodiesel fuels on transient emissions from modern diesel engines, part II unregulated emissions and chemical characterization. *SAE Transaction* vol. 109, pp. 1784-1807, 2000.
- [5] Kittelson D.B.: Engines and nanoparticles: a review. *Journal of Aerosol Science* vol. 29, pp. 575-588, 1998.
- [6] Van Gulijk C., Marijnissen J.C.M., Mekkee M., Molijn J.A., Schmidt-Ott A.: Measuring diesel soot with a scanning particulate sizer and an electrical low-pressure impactor: performance assessment with a model for fractal-like agglomerates. *Aerosol Science*, vol. 35, pp. 633-655, 2004.
- [7] Tsolakis A., Hernandez J.J., Megaritis A., Crampton M.: Dual fuel diesel engine operation using H<sub>2</sub>. Effect on particulate emissions. *Energy & Fuels* vol. 19, pp. 418-425, 2005.
- [8] Tsolakis A.: Effects on particulate size distribution from the diesel engine operating in RME-biodiesel with EGR. *Energy & Fuels* vol. 20, pp. 1418-1424, 2006.
- [9] Chuepeng S., Theinnoi K., Tsolakis A., Xu H.M., Wyszynski M.L., Yor A.P.E., Hartland, J.C., Qiao J.: Investigation into particulate size distributions in the exhaust gas of diesel engines fuelled with biodiesel blends. *Journal of KONES Powertrain and Transport* vol. 15. ISSN 12341-4005, 2008.
- [10] European Commission: Biofuels in the European Union a vision for 2030 and beyond [online]. [http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/biofuels\\_vision\\_2030\\_en.pdf](http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/biofuels_vision_2030_en.pdf), 2006.
- [11] Directive 1999/96/EC: The approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles and amending Council Directive 88/77/EEC. *Official Journal of the European Union* L44, pp. 1-155, 2000.
- [12] Szybist J.P., Boehman A.L.: Behavior of a diesel injection system with biodiesel fuel. *SAE Paper No. 2003-01-1039*, 2003.
- [13] Rakopoulos C.D., Hountalas D.T.: A simulation analysis of a DI diesel engine fuel injection system fitted with a constant pressure valve. *Energy Conversion and Management* vol. 37, No. 2, pp. 135-150, 1996.
- [14] Tat M.E., Van Gerpen J.H.: Physical properties and composition detection of biodiesel – diesel fuel blends. *ASABE Paper No. 026084*, 2002.
- [15] Desantes J.M., Bermúdez V., García J.M., Fuentes E.: Effects of current engine strategies on the exhaust aerosol particle size distribution from a heavy-duty diesel engine. *Aerosol Science* vol. 36, pp. 1251-1276, 2005.

Mr. Sathaporn Chuepeng, BEng, MEng, PhD – Lecturer in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering at Si Racha, Kasetsart University, Thailand.

*Dr inż. Sathaporn Chuepeng – adiunkt, Wydział Inżynierski w Si Racha, Uniwersytet Kasetsart, Tajlandia.*



Mr. Miroslaw L. Wyszynski, MEng PhD, MSAE, MSIMP, PTNSS – Professor of Novel Vehicle Technology and Applied Thermodynamics, Mechanical Engineering, the University of Birmingham, UK.

*Prof. dr inż. Miroslaw L. Wyszynski, – Profesor Nowych Technik Samochodowych i Termodynamiki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Birmingham, Wielka Brytania.*



Mr. Hongming Xu, BEng, MEng, PhD, DIC, MSAE, CEng, FIMechE – Reader in Automotive Engineering, School of Mechanical Engineering, the University of Birmingham, UK.

*Dr inż. Hongming Xu – docent inżynierii samochodowej, Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Birmingham, Wielka Brytania.*



Mr. Jonathan Hartland, PhD – Senior Engineer, Jaguar Cars Ltd, UK.

*Dr inż. Jonathan Cartland – starszy inżynier, Jaguar Cars Ltd, Coventry, Wielka Brytania.*



Mr. Athanasios Tsolakis, BEng, PhD, MIMechE – Lecturer in Automotive Engineering, School of Mechanical Engineering, the University of Birmingham, UK.

*Dr inż. Athanasios Tsolakis, MIMechE – adiunkt inżynierii samochodowej, Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Birmingham, Wielka Brytania.*



Gnanaprakash GNANAM  
Dale HAGGITH  
Andrzej SOBIESIAK

PTNSS-2009-SS3-C145

## A novel in-cylinder fuel reformation approach to control HCCI engine combustion on-set

*Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines have the potential to deliver high thermal efficiencies (when compared to spark ignition engines) coupled with ultra-low  $NO_x$  emissions and Particulate Matter (PM) for partial-load operating regions. However, the inherent absence of Start of Combustion (SOC) or combustion on-set control has been a major obstacle for implementing this technology into production engines. In the present work, a new in-cylinder reformation strategy to control the on-set of combustion has been incorporated into a HCCI engine fuelled with lean ethanol/air mixtures. The objective of the in-cylinder reformation process is to generate hydrogen enriched gas (which includes other intermediate species) from ethanol reformation, which is then used to control the subsequent HCCI cycle combustion on-set. The experimental engine used for the study is a four-stroke, three cylinder In-Direct Injection (IDI) type compression ignition engine which was converted to single cylinder operation for HCCI combustion. A prototype reformation chamber has been designed and fabricated with direct injection capabilities to examine the proposed in-cylinder reformation process. In order to clarify the effects of reformation products on HCCI combustion on-set, experiments were conducted with constant engine speed, initial charge temperature, and engine coolant temperature. The engine performance was evaluated based on cycle-resolved in-cylinder pressure measurements and regulated engine-out emissions. The experimental results demonstrate that the proposed in-cylinder reformation strategy is an effective method for controlling HCCI combustion on-set (SOC) and reduces the regulated engine-out emissions. Furthermore, the experimental results indicate that there is an optimal in-cylinder reformation fuelling percentage which will have a positive impact on regular HCCI combustion at given operating conditions.*

Key words: in-cylinder fuel reformation, HCCI engine, combustion on-set control, ethanol

### Nowatorska metoda kontroli momentu zapłonu w silnikach HCCI z wykorzystaniem reformingu paliwa wewnątrz cylindra

*Silniki o zapłonie samoczynnym zasilane mieszanką jednorodną (HCCI) umożliwiają osiąganie większych wartości sprawności cieplnej w porównaniu do silników o zapłonie iskrowym z jednoczesną ultraniską emisją tlenków azotu  $NO_x$  oraz cząstek stałych (PM) w zakresie średnich obciążeń silnika. Jednak brak wyraźnego początku spalania (SOC) lub sterowania chwilą samozapłonu stanowią ważną przeszkodę wprowadzenia tej technologii do silników produkcyjnych. W tym artykule omówiono zastosowanie nowej metody sterowania chwilą samozapłonu w silniku HCCI napędzanym ubogimi mieszankami etanol/powietrze, która jest oparta na procesie reformingu paliwa wewnątrz cylindra (polegającym na gazyfikacji i wzbogaceniu w wodór; przyp. red.). Celem tego procesu jest wygenerowanie gazu bogatego w wodór podczas reformingu etanolu, który jest następnie używany do kontroli chwili zapłonu w cyklu HCCI.*

*Do eksperymentu wykorzystano czterosurowy, trzycylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem pośrednim, który przekształcono w silnik pracujący na pojedynczym cylindrze ze spalaniem typu HCCI. Prototypową komorę do reformingu zaprojektowano i zbudowano z możliwością wtrysku bezpośredniego, w celu przetestowania przebiegu tego procesu wewnątrz cylindra. W celu wyjaśnienia wpływu reformingu na chwilę samozapłonu HCCI, eksperymenty przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej silnika, stałej początkowej temperaturze dawki paliwa oraz czynnika chłodzącego silnika. Pracę silnika oceniano w oparciu o pomiary ciśnienia wewnątrz cylindra i pomiary emisji związków toksycznych. Wyniki eksperymentu pokazują, że proponowany reforming wewnątrz cylindra jest efektywną metodą kontroli chwili zapłonu HCCI, zmniejszającą również emisję. Wskazują one również, że istnieje optymalny procent paliwa poddawanego reformingowi wewnątrz cylindra, który pozytywnie wpływa na spalanie w silnikach HCCI w danych warunkach.*

Słowa kluczowe: reforming paliwa wewnątrz cylindra, spalanie mieszanki jednorodnej, silnik HCCI, kontrola chwili samozapłonu, etanol

### 1. Introduction

The prevailing mode of operation for premixed charged engines, such as Spark Ignition (SI) engines, is mostly in partial loading, or with the throttle valve partially closed. This results in high specific fuel consumption and higher engine-out emissions. The research community is convinced that the HCCI mode of combustion is the key to improve

### 1. Wprowadzenie

Dominującym sposobem działania silników z wstępnie przygotowaną mieszanką, np. silników o zapłonie iskrowym, jest przede wszystkim ich praca na częściowych obciążeniach lub częściowe przymknięcie przepustnicy. Skutkuje to dużym zużyciem określonego paliwa i większą emisją związków toksycznych na wylocie z silnika. Grupa badaw-

conventional engine performance at partial loads. Coupling the advantages of the HCCI mode of combustion with an alternative fuel is a solution to attain better efficiency engines which can alleviate the dependency of fossil fuels. The alternative fuel that is of our interest is ethanol since it can be produced domestically. Furthermore, ethanol is an attractive fuel of choice engines due to the potential reduction of CO<sub>2</sub> which occurs during the production of crops used for manufacturing ethanol. Ethanol has a high octane number indicating good antiknock performance, high latent heat of vaporization allowing for a denser fuel-air charge, and excellent lean burn properties [1]. However, there are also disadvantages with ethanol due to its low energy density.

The HCCI engine combines the use of pre-mixed air and fuel, usually associated with SI engines, and self-ignition induced by a high compression ratio usually encountered in CI engines. There are numerous effects associated with the employment of HCCI combustion process such as increased thermal efficiency, lower cycle temperatures and reduced NO<sub>x</sub> and PM emissions. While there are advantages in exploiting the HCCI mode of operation, there are also a number of drawbacks which need to be addressed. HCCI combustion lacks a means of combustion on-set and subsequent pressure rise control; both the spark ignition timing (SI engine) and the direct in-cylinder injection timing (CI engine) are absent. Also, the HCCI engine operation is limited to partial-load operation only [2].

HCCI engines and various strategies of HCCI combustion control, which include the use of EGR, preheating of intake air, and steam injection, are discussed in a comprehensive review compiled by Zhao et al. [3]. Christensen et al. [4] showed that HCCI combustion is possible with different types of the fuels; regardless of fuel type used increasing the compression ratio has a strong influence on combustion on-set and assists in decreasing the intake charge temperature. Many other studies have been conducted on HCCI combustion using a variety of different fuels including ethanol, dimethyl ether, gasoline, diesel fuel, n-heptane, propane, Compressed Natural Gas (CNG) etc. Studies into HCCI combustion include a broad range of topics, such as, analyzing the effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) [5], intake charge boosting [6], variable valve timing [7] and various fuel injection strategies [8]. Recently, a number of researchers are exploring effects of internal EGR using negative valve overlap to achieve HCCI combustion with conventional compression ratio and lower intake air preheating [3, 9]. Experimental investigation into effects of in-cylinder reformation utilizing direct fuel injection coupled with the use of Negative Valve Overlap (NVO) technology in a gasoline fuelled HCCI engine was studied in [10–13]. The study [10] showed that a fraction of the total amount of fuel needed for combustion was injected during the NVO period and underwent fuel reformation (fuel converted to hydrogen-enriched gas which includes other intermediate species) in reaction with internal EGR, resulting in an extension of the lean limit of HCCI operation without an increase in NO<sub>x</sub> emissions. In [11] the authors showed that the combustion

cza z Uniwersytetu Windsor z Kanady jest przekonana, że sposób spalania w silnikach HCCI stanowi klucz do polepszenia funkcjonowania silnika pracującego na częściowych obciążeniach. Rozwiązaniem, które pozwoli osiągnąć lepszą sprawność silników jest zastosowanie alternatywnego paliwa do spalania w silnikach HCCI, co może również zmniejszyć zależność od paliw kopalnych. Paliwem alternatywnym będącym przedmiotem naszego zainteresowania jest etanol, który może być wytwarzany w warunkach domowych. Ponadto etanol wydaje się atrakcyjnym paliwem umożliwiającym redukcję CO<sub>2</sub> powstającego w czasie upraw zbóż używanych do wytwarzania etanolu. Etanol charakteryzuje się dużą liczbą oktanową świadcząca o dobrym działaniu przeciwstukowym, dużym utajonym ciepłem parowania pozwalającym na zastosowanie gęstszej mieszanki paliwowo-powietrznej oraz doskonałymi właściwościami spalania ubogich mieszanek [1]. Jednak są też pewne mankamenty użycia etanolu, wynikające z jego małej gęstości energii.

Silniki typu HCCI łączą użycie wstępnie ujednorodnionej mieszanki powietrze–paliwo, zwykle kojarzonej z silnikami o zapłonie iskrowym, z samozapłonem wywołanym przez duży stopień sprężania, typowy dla silników o zapłonie samoczynnym. Stosowanie spalania takiego jak w silnikach HCCI ma wiele skutków: zwiększoną sprawność cieplną, niższe temperatury cyklu oraz zredukowanie emisji tlenków azotu NO<sub>x</sub> i cząstek stałych. Chociaż proces spalania w silnikach HCCI ma wiele zalet, to istnieją też wady wymagające zwrócenia szczególnej uwagi. W spalaniu występującym w silnikach HCCI brak jest mechanizmu kontroli rozpoczęcia spalania i następującego wzrostu ciśnienia; brakuje również kontroli chwili zapłonu (jak w silnikach ZI) oraz czasu bezpośredniego wtrysku do cylindra (jak w ZS). Działanie silnika HCCI jest również ograniczone do pracy jedynie na częściowych obciążeniach [2].

Zhao i in. [3] opracowali obszerny przegląd silników HCCI wraz z metodami kontroli spalania w tych silnikach, obejmujący wykorzystanie systemu recyrkulacji spalin (EGR), wstępne ogrzanie pobieranego powietrza oraz wtrysk pary. Christensen i in. [4] pokazali, że spalanie w silnikach HCCI jest możliwe przy zastosowaniu różnych rodzajów paliw; bez względu na użyty rodzaj paliwa zwiększanie stopnia sprężania ma duży wpływ na chwilę zapłonu i pomaga zmniejszyć temperaturę ładunku w cylindrze.

W zakresie procesów spalania w tych silnikach przeprowadzono liczne badania z wykorzystaniem różnych paliw, w tym etanolu, eteru dimetylowego, benzyny, oleju napędowego, n-heptanu, propanu, gazu sprężonego (CNG) itd. Badania nad spalaniem HCCI obejmują wiele zagadnień, takich jak analiza efektów recyrkulacji spalin (EGR) [5], doładowanie do układu dolotowego [6], zmienny czas otwarcia zaworów [7] i różne sposoby wtrysku paliwa [8]. Od niedawna wielu naukowców zajmuje się badaniem efektów wewnętrznej recyrkulacji spalin, wykorzystującej ujemny czas pokrycia faz rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych (*Negative Valve Overlap* – NVO), aby procesy spalania w silnikach HCCI zachodziły przy konwencjonalnym stopniu sprężania i niższej temperaturze zasysanego powietrza [3, 9].

phasing could be controlled by the amount of fuel injected during the NVO pilot fuel injection period. The results from [12, 13] discovered that fuel injection during the NVO period can indeed advance the SOC when comparing the process to that of normal HCCI operation. The study [12] showed that there is an optimum amount/portion of fuel required for the reformation process depending on engine operating conditions. While the results from [13] showed that there is an optimal injection timing and fuel percent for each load during the NVO period which results in the lowest emissions and ISFC.

In this study, the use of in-cylinder reformation process to generate hydrogen enriched reformate gas with other intermediate species to control the HCCI SOC is examined. The experimental results demonstrate that the proposed in-cylinder reformation strategy is effective in controlling the HCCI combustion on-set. Furthermore, the proposed methodology also has some unique advantages over the NVO in-cylinder reformation process.

## 2. Experimental apparatus

The experimental setup consists of a four stroke, three-cylinder compression-ignition engine (Kubota D905) converted for single cylinder HCCI operation with a port-fuel injector in the intake system. The port-fuel injection system is designed to be compatible for operation with alcohols. The stock engine was an IDI-type CI engine with a pre-chamber. The engine is motored using an AC motor with a variable speed drive (VSD). The VSD system is used to maintain the engine speed at desired Revolutions per Minute (RPM) during both motoring and firing scenarios. The VSD has an additional resistor bank that dissipates the additional power generated by the engine during firing conditions. The experimental set-up also consists of an intake air pre-heater and a laminar flow element in conjunction with a differential pressure transmitter is used to measure the airflow rate into the intake system of the engine. Also, a number of K-Type thermocouples were installed along the intake and exhaust pipes to record the intake and exhaust gas temperatures.

A Kistler piezoelectric 5 mm wall-mounted transducer (6052A1) is mounted utilizing the glow plug passage to acquire in-cylinder pressure measurements. An optical encoder with a 0.1° Crank Angle (CA) resolution was used for engine speed and crank angle measurements. A Combustion Analysis System (CAS) was used for acquiring the pressure and crank angle data. The CAS system has a resolution of 0.1° CA for both pressure and encoder measurements at the maximum rated engine speed. The regulated engine-out emissions were evaluated using a portable MicroGasTM 5-gas analyzer.

## 3. In-cylinder reformation

The in-cylinder or internal reformation strategy in general is similar to the auto-thermal reformation process. However, instead of steam and air, the lean HCCI exhaust gas or combustion product (which is ideally comprised of  $O_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$  and  $N_2$ ) is used for fuel reformation. The use of exhaust gas or combustion products exploits the high temperature associ-

W pracach [10–13] omówiono eksperymentalne badania efektów reformingu wewnątrz cylindra z wtryskiem bezpośrednim w połączeniu z wykorzystaniem strategii NVO w silniku HCCI zasilanym benzyną. W badaniach przedstawionych w pracy [10] wykazano, że skład wtrysniętej w czasie NVO części dawki paliwa potrzebnej do spalania uległ zmianie (paliwo przekształciło się w gaz o zwiększonej zawartości wodoru) na skutek reakcji z wewnętrznym systemem recyrkulacji spalin, prowadząc do powiększenia obszaru pracy silnika HCCI zasilanego ubogą mieszanką, bez jednoczesnego wzrostu emisji tlenków azotu. W pracy [11] autorzy wykazali, że poszczególne fazy spalania można kontrolować przez ilość paliwa wtryskiwanego w czasie NVO. Wyniki z prac [12, 13] pokazują, że wtrysk paliwa w czasie NVO przyspiesza chwilę samozapłonu w porównaniu ze standardowym procesem spalania w silnikach HCCI. Badania przedstawione w publikacji [12] pokazały, że istnieje optymalna dawka paliwa wymagana do procesu reformingu w zależności od warunków pracy silnika. Wyniki przedstawione w [13] pokazały, że istnieje również optymalny czas wtrysku i odpowiednia dawka paliwa dla różnych obciążeń silnika w czasie NVO, które skutkują najmniejszą emisją i najmniejszym zużyciem paliwa.

Ten artykuł przedstawia wykorzystanie procesu reformingu zachodzącego w cylindrze i prowadzącego do uformowania gazu o zwiększonej zawartości wodoru do kontroli chwili samozapłonu w silnikach HCCI. Wyniki eksperymentu pokazują, że proponowana metoda reformingu wewnątrz cylindra umożliwia kontrolę chwili samozapłonu. Ponadto ta metoda ma również wyjątkową przewagę nad procesem reformingu wewnątrz cylindra w czasie NVO.

## 2. Aparatura badawcza

Układ eksperymentalny składa się z czterosuwowego, trzycylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym (Kubota D905), przekształconego w silnik HCCI pracujący na pojedynczym cylindrze i z jednopunktowym wtryskiem paliwa w układzie wlotowym. Układ jednopunktowego wtrysku paliwa został przystosowany do spalania alkoholi. Silnik podstawowy był silnikiem o ZS z wtryskiem pośrednim i komorą wstępną. Silnik spalinowy jest napędzany elektrycznym silnikiem asynchronicznym z napędem o zmiennej prędkości obrotowej (*Variable Speed Drive* – VSD). Systemu VSD używa się do utrzymywania pożądanej prędkości obrotowej silnika podczas jego pracy i spalania. System VSD ma dodatkowy zespół oporników rozpraszających nadmiar mocy generowanej przez silnik w czasie pracy. Układ badawczy zawiera także system podgrzewania pobieranego powietrza. System przepływu laminarnego połączony z czujnikiem ciśnienia różnicowego użyto do pomiaru wskaźnika przepływu powietrza do systemu dolotowego silnika. Poza tym zainstalowano kilka termopar typu K (chromel–alumel) wzdłuż rur wlotowych i wydechowych do rejestrowania temperatur powietrza dolotowego i spalin. Zamontowano też piezoelektryczny przetwornik Kistlera (6052A1) o średnicy 5 mm, wykorzystujący adapter świecy żarowej do pomiarów ciśnienia wewnątrz cylindra. Do mierzenia prędkości obrotowej silnika i kąta położenia wału korbowego użyto dekodera

ated with them. Higher temperatures which are favorable to the reformation reaction can be achieved by using a proper in-cylinder methodology, such as, negative valve overlap [10–13] or the one proposed here.

Figure 1 shows the proposed methodology which utilizes a separate reformation chamber built as an integral part of the main combustion chamber. A mechanical valve and a direct fuel injector for reformation fuelling are used to carry out the in-cylinder reformation process. The valve in the reformation chamber is used for isolating the reformation chamber volume from the main combustion chamber during the reformation process.

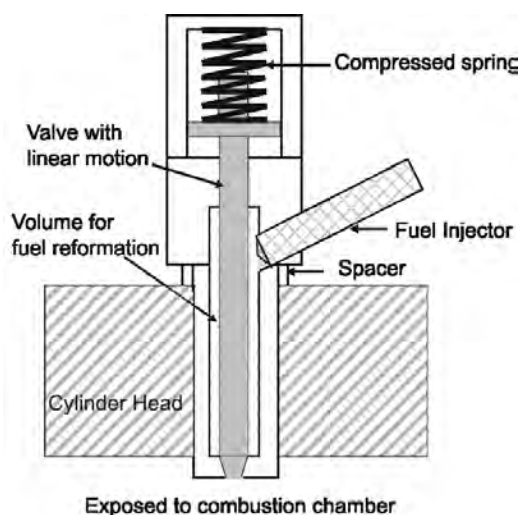


Fig. 1. Proposed in-cylinder reformation concept

Rys. 1. Proponowana koncepcja reformingu wewnątrz cylindra

The first stage in fuel reformation is achieved by trapping a fraction of residual combustion products in the reformation chamber (at 80° CA After Top Dead Center (ATDC) during the expansion stroke) before the opening of the exhaust valve, minimizing the temperature loss from the expansion of gases. Then a fraction of the fuel is injected into the reformation chamber which undergoes the reformation process. Mixing of reformation products with fresh charge is accomplished at 15° CA Before Top Dead Center (BTDC) during the compression stroke of the next cycle. It should be noted that the reformation chamber is kept open from 15° CA BTDC (compression stroke) until 80° CA ATDC (expansion stroke) during which the regular HCCI combustion process takes place (in both main and reformation chamber).

Figure 2 shows the prototype reformation chamber developed to test the above proposed in-cylinder reformation concept. A pencil-type direct fuel injector in conjunction with the stock mechanical fuel pump is used for fuel injection during the reformation process. The direct injector fuel-injection pressure was reduced to match the stock fuel pump (mechanical) injection pressure (125 bar). The valve with linear motion which is utilized to trap the combustion products and to isolate the reformation chamber from the main chamber is also shown in Fig. 2. The valve opens and allows mixing of the reformation products (contained in

optycznego z rozdzielczością 0,1° OWK. System analizy spalania (CAS) wykorzystano do uzyskania danych na temat ciśnienia i kąta położenia wału korbowego. System CAS ma rozdzielczość 0,1° OWK zarówno przy pomiarach ciśnienia, jak i dekodera przy maksymalnej rejestrowanej prędkości obrotowej silnika. Emisję silnika zmierzono za pomocą przenośnego analizatora gazu typu MicroGasTM 5.

### 3. Reforming wewnątrz cylindra

Metoda reformingu wewnętrznego lub wewnątrz cylindra jest podobna do procesu reformingu autotermicznego. Jednakże w silnikach HCCI zamiast pary i powietrza do reformingu paliwa używane są spaliny pochodzące ze spalania ubogiej mieszanki jednorodnej, albo produkty spalania (najlepiej, gdyby składały się z O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub> i N<sub>2</sub>). Użycie gazu spalinowego lub produktów spalania wymaga wysokiej temperatury. Korzystne dla reakcji reformingu wysokie temperatury mogą być uzyskane dzięki zastosowaniu odpowiedniej technologii wewnątrz cylindra, takiej jak NVO [10–13], lub zaproponowanej w niniejszej pracy.

Proponowaną technologię, wykorzystującą oddzielną komorę reformingu, wbudowaną jako integralna część głównej komory spalania, przedstawia rys. 1.

Do przeprowadzenia reformingu wewnątrz cylindra używa się bezpośredniego wtrysku paliwa i mechanicznego zaworu, który oddziela objętość, w której odbywa się reforming od głównej komory spalania.

Pierwszy etap reformingu paliwa zachodzi przez uwięzienie części produktów spalania w komorze reformingu (przy kącie 80° OWK po GMP podczas suwu spalania) przed otwarciem zaworu wylotowego, co minimalizuje zmniejszenie temperatury w wyniku rozprężania gazów. Następnie część paliwa wtryskuje się do komory reformingu, gdzie przechodzi ono proces reformingu. Przy kącie 15° OWK przed GMP następuje zmieszanie produktów reformingu ze świeżym ładunkiem podczas suwu sprężania w następnym cyklu. Należy zauważyć, że komora reformingu pozostaje otwarta między 15° OWK przed GMP (sprężanie) a 80° OWK po GMP (rozprężanie), kiedy to zachodzi proces spalania w silnikach HCCI (w komorach głównej i reformingowej).

Rysunek 2 przedstawia prototypową komorę reformingową opracowaną do przetestowania proponowanej koncepcji reformingu wewnątrz cylindra. Podczas procesu reformingu do wtrysku paliwa używa się bezpośredniego wtryskiwacza połączonego z seryjną mechaniczną pompą paliwa. Ciśnienie wtrysku paliwa we wtryskiwaczu zmniejszono do poziomu ciśnienia wtrysku mechanicznego w seryjnej pompie paliwa (125 barów).

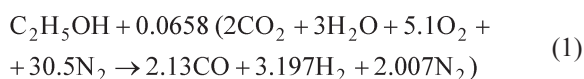
Na rysunku 2 przedstawiono również zawór o charakterystyce liniowej używany do uwięzienia produktów spalania i izolowania komory reformingowej od komory głównej. Zawór, otwierając się, umożliwia zmieszanie produktów reformingu (będących w komorze reformingowej) ze świeżym ładunkiem podczas nowego cyklu przy kącie 15° OWK przed GMP (sprężanie). Otwieranie i zamykanie zaworu w proponowanej komorze reformingowej jest kontrolowane przez użycie sprężyny z napięciem wstępnym, która działa

the reformation chamber) with fresh charge during the next cycle at 15° CA BTDC (compression stroke). The opening and closing of the valve in the current reformation chamber design is controlled using a pre-compressed precision compression spring that acts on the valve. Depending on the spring design parameters and the amount by which the spring is pre-compressed, the CA at which the cylinder pressure (acting on the valve) that overcomes the spring force during the compression stroke can be manipulated. An ideal control for the precise opening and closing of the reformation chamber valve is through the use of a cam with different lobe profiles depending on the timing desired.

The physical separation of the reformation process from the main engine operating processes (intake, compression, power and exhaust) is essential in effectively controlling the temperature and/or the oxygen content of the trapped residual gases that participate in reformation. In the proposed method, the control over oxygen content and temperature of the trapped residual gas is achieved by manipulating the time at which the residual gases are captured during the expansion stroke. The volumetric efficiency of the engine is not affected since the intake and exhaust valve timings were not manipulated. Furthermore, the main advantage of the proposed method over the NVO strategy is that the products of reformation can be mixed with the fresh charge (next cycle) during the compression stroke rather than at the start of the intake stroke. This control over mixing of reformation products with fresh charge provides us with direct control of the on-set or start of HCCI combustion similar to spark ignition in SI engines or direct injection in CI engines.

The volume of the fabricated reformation chamber to trap the combustion products for reformation is 5cc. This volume corresponds to 3% of the total combustion chamber volume (main chamber plus the reformation chamber), when the reformation chamber valve is closed at 80° CA ATDC during the expansion stroke. It should be noted that the exhaust valve opens at 125° ATDC during the expansion stroke. Hence, care must be taken such that the reformation chamber valve closes before the exhaust valve opens (125° CA ATDC) in order to avoid a drop in the temperature of trapped combustion products resulting from expansion of the gases to atmospheric pressure.

The theoretical reformation reaction for ethanol with combustion products from previous cycle with an equivalence ratio of 0.37 is



The heat of reaction for the above equation 1 based on the enthalpies of products and reactants is +99.07 MJ/kmol. For the experimental engine operating at an equivalence ratio of 0.37 with reformation valve closing at 80° CA ATDC, the amount of fuel that corresponds to the above theoretical reformation fuel-oxidizer equivalence ratio is 40.5% of the total fuel injected per cycle (by mass). This amount is based only on the oxygen content in the combustion products. It should

na zawór. W zależności od parametrów konstrukcji sprężyny i napięcia wstępnego można zmieniać kąt położenia wału korbowego, w którym ciśnienie cylindra (działające na zawór) przewyżczy siłę sprężyny podczas sprężania. Najlepsza kontrola precyzyjnego otwarcia i zamknięcia zaworu komory reformingowej następuje przez użycie wałka rozrządu o różnych profilach krzywek w zależności od pożądaných faz rozrządu.

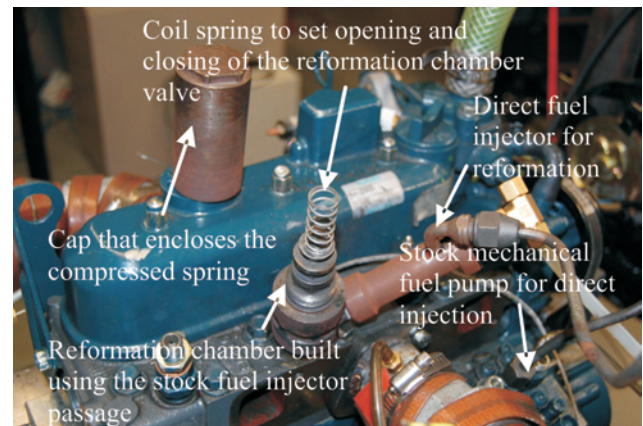


Fig. 2. Implemented prototype reformation chamber on experimental engine

Rys. 2. Zastosowana prototypowa komora reformingowa w silniku eksperymentalnym

Fizyczne oddzielenie procesu reformingu od głównych procesów zachodzących w cylindrze silnika (ssanie, sprężanie, praca, wydech) jest istotne dla efektywnej kontroli temperatury i zawartości tlenu w uwieczonych pozostałościowych gazach biorących udział w reformingu. W proponowanej technologii zmiana czasu wychwytywania pozostałości gazów podczas suwu umożliwia kontrolę zawartości tlenu i temperatury zamkniętych gazów. Współczynnik napęmania cylindrów silnika nie ulega zmianom, ponieważ nie zmienia się czasu otwarcia zaworów dolotowych i wylotowych. Ponadto główną przewagą proponowanej technologii nad użyciem strategii NVO jest to, że produkty reformingu mogą być mieszane ze świeżym ładunkiem (następny cykl) dopiero podczas suwu sprężania, a nie na początku suwu ssania.

Taka kontrola mieszania produktów reformingu ze świeżym ładunkiem pozwala na bezpośrednią kontrolę chwili samozapłonu w silnikach HCCI podobną do zapłonu iskrowego w silnikach SI lub też wtrysku bezpośredniego w silnikach o ZS.

Objętość zbudowanej komory reformingu wynosi 5 cm<sup>3</sup>. Ta objętość odpowiada 3-procentowej całkowitej pojemności komory spalania (główna komora plus komora reformingowa), kiedy zawór komory reformingowej jest zamknięty przy kącie 80° OWK po GMP podczas suwu pracy. Należy zauważyć, że zawór wylotowy otwiera się 125° OWK po GMP podczas suwu rozprężania. Stąd należy dopilnować, aby zawór komory reformingowej zamykał się przed otwarciem zaworu wylotowego, w celu uniknięcia spadku temperatury uwieczonych produktów spalania w wyniku rozprężenia gazów do poziomu ciśnienia atmosferycznego.

be realized that the temperature of the trapped combustion products also plays a vital role in the reformation process and hence the amount of fuel that is ideal for reformation might be lesser than the 40.5%. Also consider the fact that ethanol has a higher latent heat of vaporization and the amount of fuel injected for fuel reformation will have an impact on the overall temperature of the trapped combustion products. Furthermore, it can be noted any increase in the engine operating equivalence ratio will lead to decrease in the oxygen content of the trapped combustion products. This in turn will lead to decrease in the above indicated fuel percentage that provides the theoretical reformation equivalence ratio. However, trapping the combustion products before 80° CA ATDC should increase the amount of combustion products in the reformation chamber and therefore the oxygen content (because of higher cylinder pressure). The temperature of the trapped combustion products will also increase with both early closing of the reformation valve and increase in equivalence ratio. Hence, the CA at which the reformation valve closes during the expansion stroke is important in dictating the favorable temperature of the trapped combustion products and the amount of fuel used for reformation. Other experimental studies [12, 13] confirm that the temperature and the oxygen content of the trapped combustion products plays an important role in attaining higher hydrogen yield during the reformation process.

#### 4. Test condition

The engine parameters and operating conditions used in the study are as follows: compression ratio,  $r_v = 16:1$ , cylinder bore diameter,  $D = 72$  mm, cylinder stroke,  $S = 73.6$  mm, engine coolant temperature,  $T_c = 75^\circ\text{C} (\pm 1^\circ\text{C})$  and intake charge temperature,  $T_i = 150^\circ\text{C} (\pm 2^\circ\text{C})$ . The reformation chamber valve is closed at 80° CA ATDC (expansion stroke) and the fuel for reformation is injected at 95° CA ATDC (expansion stroke). The reformation chamber valve is opened at 15° CA BTDC (compression stroke). The amount of fuel injected in to the reformation chamber varies between 0–25% (by mass) of the total fuel used per cycle.

#### 5. Results and discussion

Figure 3 shows the in-cylinder pressure and the pressure-rise rates for the engine motoring condition with various reformation chamber opening and closing conditions.

The two solid lines (arked as (a) and (b) in Fig. 3) represent the pressure traces when the reformation chamber is kept open (a) or closed (b) throughout the entire cycle. The difference in their peak pressure is due to difference in the clearance volumes between cases (a) and (b). The clearance volume is decreased by 25% for the case (b) resulting in an increased overall compression ratio of the engine. The mechanical compression ratio of the engine with reformation chamber kept closed throughout the compression stroke is 21:1. The dotted line in Fig. 3 represents the pressure trace when the reformation chamber is opened at 15° BTDC and closed at 80° CA ATDC (current configuration). It should be noted that clearance volume at TDC for this motoring condition (dotted line) is equal to the case (a) (motoring condition

Teoretyczną reakcję reformingu dla etanolu z produktami spalania z poprzedniego cyklu ze współczynnikiem równoważności 0,37 (stosunek masy paliwa do masy powietrza, przyp. tłum.) przedstawia wzór (1).

Ciepło reakcji dla równania (1) wyznaczone w oparciu o entalpię produktów i reagentów wynosi +99,07 MJ/kmol. Dla silnika eksperymentalnego działającego przy współczynniku równoważności 0,37 i zamknięciu zaworu reformingowego przy kącie 80° OWK po GMP, ilość paliwa, która odpowiada powyższemu teoretycznemu reformingowemu współczynniki równoważności paliwo–utleniacz, to 40,5% sumy paliwa wtryskiwanego na cykl (masowo). Ta ilość jest oparta wyłącznie na zawartości tlenu w produktach spalania. Należy pamiętać, iż temperatura uwięzionych produktów spalania także odgrywa znaczną rolę w procesie reformingu, stąd też ilość paliwa, idealna dla tego procesu, mogłaby być mniejsza niż 40,5%. Poza tym należy uwzględnić fakt, że etanol ma wyższe utajone ciepło parowania i ilość paliwa wtryskiwanego do reformingu będzie miała wpływ na ogólną temperaturę uwięzionych produktów spalania. Ponadto można zauważyć, że jakkolwiek wzrost współczynnika równoważności pracy silnika doprowadzi do obniżenia zawartości tlenu w uwięzionych produktach spalania. To z kolei obniży wyżej podany udział procentowy paliwa, który pozwala obliczyć teoretyczny współczynnik równoważności reformingu. Jednak uwięzienie produktów spalania poniżej kąta 80° OWK po GMP powinno zwiększyć ilość produktów spalania w komorze reformingowej i tym samym zawartość tlenu (z powodu wyższego ciśnienia w cylindrze). Temperatura uwięzionych produktów spalania wzrośnie również wraz z wczesnym zamknięciem zaworu reformingowego i wzrostem współczynnika równoważności.

Zatem wartość kąta OWK, przy którym zawór reformingowy zamyka się podczas suwu pracy jest ważny przy ustaleniu korzystnej temperatury uwięzionych produktów spalania i ilości paliwa użytego do reformingu.

Inne badania eksperymentalne [12, 13] potwierdzają, że temperatura i zawartość tlenu uwięzionych produktów spalania odgrywają znaczącą rolę w osiągnięciu większej zawartości wodoru podczas procesu reformingu.

#### 4. Warunki badania

Parametry silnika i warunki badań są następujące: stopień sprężania  $r_v = 16$ , średnica cylindra  $D = 72$  mm, skok tłoka  $S = 73,6$  mm, temperatura chłodziwa silnika  $T_c = 75^\circ\text{C} (\pm 1^\circ\text{C})$  i temperatura ładunku  $T_i = 150^\circ\text{C} (\pm 2^\circ\text{C})$ . Zawór komory reformingowej jest zamknięty przy kącie 80° OWK po GMP (suw rozprężenia), a paliwo do reformingu jest wtryskiwane przy kącie 95° OWK po GMP (suw sprężania). Zawór komory reformingowej jest otwarty przy kącie 15° OWK przed GMP (suw sprężania). Ilość paliwa wtryskiwanego do komory reformingowej waha się w zakresie 0–25% (masowo) ilości paliwa użytego w cyklu.

#### 5. Wyniki i dyskusja

Rysunek 3 przedstawia ciśnienie wewnątrz cylindra i szybkość wzrostu ciśnienia dla warunków pracy silnika przy różnych warunkach otwierania i zamykania komory reformingowej.

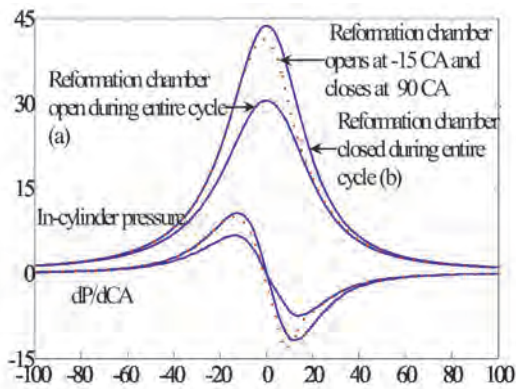


Fig. 3. In-cylinder pressure and pressure-rise rate ( $dP/dCA$ ) for various motoring conditions ( $T_m = 150^\circ C$  and  $T_c = 75^\circ C$ )

Rys. 3. Ciśnienie wewnątrz cylindra i szybkość wzrostu ciśnienia ( $dP/dCA$ ) dla różnych warunków pracy ( $150^\circ C$  i  $T_c = 75^\circ C$ )

with 30 bar peak pressure). However, manipulation of the reformation chamber opening time during the compression stroke results in temporarily varying the compression ratio of the engine during the intermediate period of the compression stroke. The intermediate change in the compression ratio results in a higher peak pressure and temperature at the end of the compression stroke (TDC) than the solid line (a). This can be viewed from Fig. 3 where the dotted line at first follows the pressure curve with the chamber closed (solid line b) until  $15^\circ$  CA BTDC and then shifts down to the pressure curve that represents chamber open condition (solid line a) after  $10^\circ$  CA ATDC. This results in attaining a higher TDC pressure and temperature than the regular engine compression, an inherent advantage of the proposed reformation methodology. Simply by varying the reformation chamber opening time during the compression stroke, the SOC (10% HR) can be altered for a particular intake charge and coolant temperature. This is further confirmed from our experimental results where combustion was witnessed only when the valve is opened after  $15^\circ$  CA BTDC for all the operating conditions discussed below.

Figures 4 through 9 show the in-cylinder pressure and HRR for various engine operating conditions. In all the figures, the solid line represents the no reformation fuelling case and the dotted line represents when a percentage fuel is injected for reformation. The intake charge temperature ( $T_m$ ), coolant temperature ( $T_c$ ) and the equivalence ratio for a particular operating condition are displayed next to the in-cylinder pressure traces. The SOC, CO and UHC values are also shown next to the respective HRR curves for comparison between the no reformation and reformation fuelling case. The displayed UHC values are calculated as a percentage of the total fuel injected rather than ppm for a particular operating condition. It can be noticed that there is a rise in the HRR curve at  $15^\circ$  CA BTDC at which point the reformation chamber is opened. The increase in the HRR value is due to the artifact of the HRR calculation where the opening is considered as a ramp with 5 CA duration for complete opening from 15 CA BTDC. The artifact could have been minimized if a longer duration was used in the calculation.

Dwie ciągłe linie (oznaczone na rys. 3 jako (a) i (b)) obrazują wykresy ciśnienia podczas otwarcia (a) i zamknięcia (b) komory reformingowej w ciągu całego cyklu.

Różnica między ich maksymalnymi wartościami wynika z różnicy objętości komory sprężania pomiędzy przypadkami (a) i (b). Objętość komory sprężania jest obniżona o 25% dla przypadku (b), co skutkuje zwiększonym ogólnym stopniem sprężania silnika. Stopień sprężania silnika z komorą reformingową zamkniętą w ciągu suwu sprężania wynosi 21:1. Przerywana linia na rys. 3 przedstawia wykres ciśnienia w czasie otwarcia komory reformingowej przy kącie  $15^\circ$  OWK przed GMP i gdy jest zamknięta przy kącie  $80^\circ$  OWK po GMP (obecna konfiguracja). Należy zauważyć, że objętość komory sprężania w GMP przy tych warunkach pracy silnika (linia przerywana) jest równa przypadkowi (a) (warunki pracy silnika dla maksymalnej wartości ciśnienia 30 bar). Jednakże zmiana czasu otwarcia komory reformingowej podczas suwu sprężania prowadzi do chwilowego zmiennego stopnia sprężania silnika podczas środkowego okresu suwu sprężania. Zmiana stopnia sprężania podwyższa ciśnienie maksymalne i temperaturę na końcu sprężania (GMP), co pokazano na rys. 3 w porównaniu do linii ciągłej (a). Na rysunku 3 przerywana linia najpierw podąża za krzywą ciśnienia z komorą zamkniętą (ciągła linia (b)) do kąta  $15^\circ$  OWK przed GMP, a następnie kieruje się w dół do krzywej ciśnienia, która przedstawia warunki otwartej komory (linia ciągła (a)) po przekroczeniu wartości kąta  $10^\circ$  OWK po GMP. Prowadzi to do osiągnięcia wyższego ciśnienia i temperatury w GMP niż podczas sprężania w silniku konwencjonalnym, co stanowi zaletę proponowanej technologii reformingu. Zmieniając czas otwarcia komory reformingowej podczas sprężania, można zmieniać chwilę zapłonu dla konkretnego ładunku i temperatury chłodziwa. Tę zależność potwierdzają wyniki prezentowanych tu badań, gdzie spalanie miało miejsce tylko wtedy, gdy zawór jest otwarty powyżej wartości  $15^\circ$  OWK przed GMP dla wszystkich warunków pracy omówionych poniżej.

Rysunki od 4 do 9 przedstawiają ciśnienie wewnątrz cylindra i stężenie wodoru dla różnych warunków pracy silnika. Na wszystkich rysunkach ciągła linia oznacza brak reformingu, a przerywana linia ilustruje część paliwa wtryskiwanego do reformingu. Temperatura ładunku ( $T_m$ ), temperatura chłodziwa ( $T_c$ ) i współczynnik równoważności dla konkretnych warunków pracy silnika są zaprezentowane obok wykresów ciśnienia wewnątrz cylindra.

Dla porównania przypadków zasilania paliwem z reformingiem i bez niego przedstawiono chwilę zapłonu, stężenie tlenków węgla (CO) i niespalonych węglowodorów (UHC) obok odpowiednich krzywych przedstawiających stężenie wodoru. Zaprezentowane wartości niespalonych węglowodorów wyliczono w procentach całkowitej objętości wtryskiwanego paliwa, a nie w jednostkach ppm dla konkretnych warunków pracy silnika. Można zauważyć, że występuje wzrost krzywej stężenia wodoru przy kącie  $15^\circ$  OWK przed GMP, kiedy komora reformingu jest otwarta.

Zwiększenie szybkości wydzielania ciepła (HRR) jest spowodowane metodą obliczania stężenia wodoru, w której za otwarcie przyjmuje się przedział kąta  $5^\circ$  OWK do całko-

However, the duration was chosen based on the in-cylinder pressure trace from motoring condition (Fig. 3), where the pressure has a negative  $dP/dCA$  at 10 CA BTDC signifying the reformation chamber is open. This is confirmed by examining Figs. 4 through 9 where there is a similar rise in the HRR value at 15° CA BTDC for the no reformation fuelling condition (solid line in Figs. 4 through 9).

In Figures 4 through 6 the intake charge temperature and the percentage fuelling (10% of total fuel per cycle) were kept constant and the only parameter varied was the fuel-air equivalence ratio. In general, comparing the no reformation fuelling case (solid line) in Figs. 4 through 6, it can be noticed that the SOC is advanced with increase in equivalence ratio for the same operating condition. Also, the CO and UHC level in the exhaust is also decreased with increase in the equivalence ratio. This trend with equivalence ratio was also seen in our earlier study where the influence of EGR and equivalence ratio on HCCI combustion was analyzed without in-cylinder fuel reformation, [14].

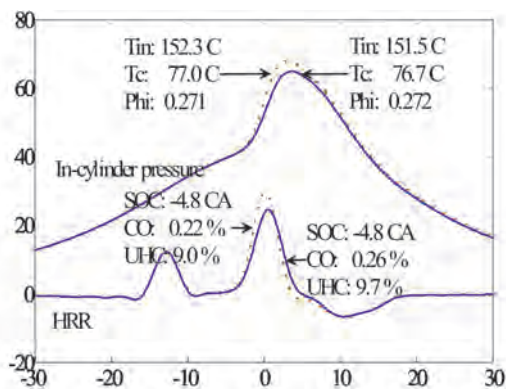


Fig. 4. In-cylinder pressure and HRR for  $\phi = 0.27$ , 1120 rpm and 10% fuel injected for reformation

Rys. 4. Ciśnienie wewnątrz cylindra i HRR dla  $\phi = 0,27$ , 1120 obr/min i 10% paliwa wtryskiwanego do reformingu

From Fig. 4, for  $\phi = 0.27$ , it can be noticed that with 10% reformation fuelling (dotted line) the CO and UHC levels is further reduced when compared to the no reformation fuelling case (solid line). Furthermore, the peak HRR value is higher and the HRR duration is shorter for the reformation case. This shows that the hydrogen-enriched reformation products help in attaining higher fuel conversion efficiency during the HCCI combustion of lean fuel-air mixture. The advantage of the in-cylinder reformation on HCCI combustion is also evident from the IMEP value (Fig. 10) obtained for the reformation fuelling case (2.38 bar) which is higher than the no reformation fuelling case (2.18 bar). Similar reduction in UHC and CO levels with higher HR values was seen in [13] with in-cylinder reformation using NVO. However, in Fig. 4 there was no significant change in the SOC between the reformation and the no reformation fuelling conditions.

An interesting trend emerges for the 10% reformation case when the equivalence ratio is changed. As the equivalence ratio is increased, the SOC is retarded and the decrease

witego otwarcia od kąta 15° OWK przed GMP. Parametr ten mógłby być zminimalizowany, gdyby użyto dłuższego czasu trwania w obliczeniach. Jednak czas trwania wybrano na podstawie wykresu zależności ciśnienia wewnątrz cylindra od warunków pracy silnika (rys. 3), gdzie ciśnienie ma negatywny przyrost  $dP/d\alpha$  przy kącie 10° OWK przed GMP, wskazując na otwarcie komory reformingu. Potwierdza to analiza rys. od 4 do 9, gdzie występuje podobny wzrost wartości stężenia wodoru przy kącie 15° OWK przed GMP w warunkach niereformowania paliwa (linia ciągła na rys. od 4 do 9).

Na rysunkach od 4 do 6 temperatura ładunku i procent paliwa (10% całkowitej ilości paliwa na cykl) były stałe, a jedynym zmiennym parametrem był współczynnik równoważności paliwo-powietrze.

Ogólnie, porównując przypadek niereformowania paliwa (ciągła linia na rys. od 4 do 6), można zauważyć, że moment zapłonu zostaje przyspieszony wraz ze wzrostem współczynnika równoważności dla tych samych warunków pracy

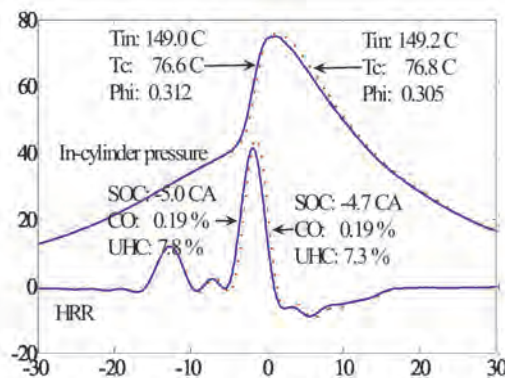


Fig. 5. In-cylinder pressure and HRR for  $\phi = 0.31$ , 1120 rpm condition and 10% fuel injected for reformation

Rys. 5. Ciśnienie wewnątrz cylindra i stężenie wodoru dla  $\phi = 0,31$ , 1120 obr/min i 10% paliwa wtryskiwanego do reformingu

silnika. Poza tym poziom tlenków węgla i niespalonych węglowodorów UHC w spalinach zmniejsza się ze wzrostem współczynnika równoważności. Tę tendencję współczynnika równoważności można było również zauważyć we wcześniejszym badaniu, gdzie wpływ EGR i współczynnika równoważności na spalanie w silnikach HCCI analizowano bez reformingu paliwa wewnątrz cylindra [14].

Z rysunku 4, dla  $\phi = 0,27$ , można zauważyć, że przy 10% reformingu paliwa (przerywana linia), poziomy CO i UHC są bardziej zredukowane w porównaniu z niereformowanym paliwem (linia ciągła). Co więcej, maksymalna wartość wskaźnika stężenia wodoru jest wyższa i czas trwania zasilania wodorem jest krótszy przy reformingu. To pokazuje, że produkty reformingu o zwiększonej zawartości wodoru pomagają w osiągnięciu wyższego współczynnika wykorzystania paliwa podczas spalania ubogiej mieszanki paliwo-powietrze w silnikach HCCI. Korzyści z reformingu wewnątrz cylindra dla spalania HCCI są wyraźnie widoczne w przypadku wartości średniego ciśnienia efektywnego (rys. 10) uzyskanego dla zasilania paliwem po reformingu (2,38

in CO, UHC levels are diminished when compared to their corresponding no reformation fuelling case. The difference in the HRR peak value and the HRR duration is also reduced with an increase in the equivalence ratio for the reformation fuelling case. Specifically in Fig. 6 the reformation products act more like EGR by delaying SOC with no reduction in HRR duration, UHC and CO levels. The trend is also witnessed with the IMEP (Fig. 10), where the higher IMEP for

bara), które jest wyższe niż przy zasilaniu paliwem bez reformingu (2,18 bara). Podobne zmniejszenie poziomu emisji niespalonych węglowodorów i CO wraz ze zwiększeniem stężenia wodoru było widoczna w [13] z reformowaniem wewnątrz cylindra z użyciem strategii NVO. Jednakże na rys. 4 nie ma wyraźnej zmiany w momencie zapłonu pomiędzy zasilaniem paliwa po reformingu a zasilaniem bez reformingu.

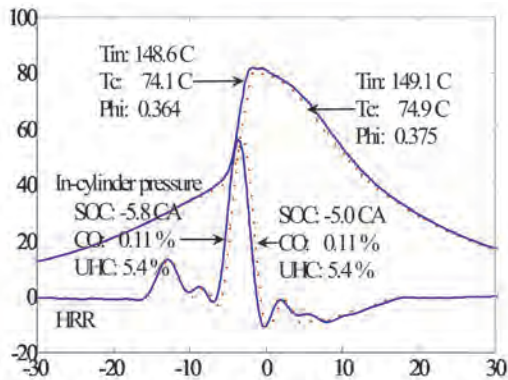


Fig. 6. In-cylinder pressure and HRR for  $\phi = 0.37$ , 1120 rpm and 10% fuel injected for reformation

Rys. 6. Ciśnienie wewnątrz cylindra i stężenia wodoru dla  $\phi = 0,37$ , 1120 obr/min i 10% paliwa wtryskiwanego do reformingu

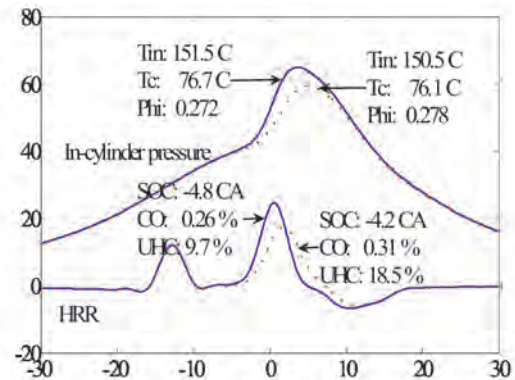


Fig. 7. In-cylinder pressure and HRR for  $\phi = 0.27$ , 1120 rpm and 25% fuel injected for reformation

Rys. 7. Ciśnienie wewnątrz cylindra i wskaźnik stężenia wodoru dla  $\phi = 0,27$ , 1120 obr/min i 25% paliwa

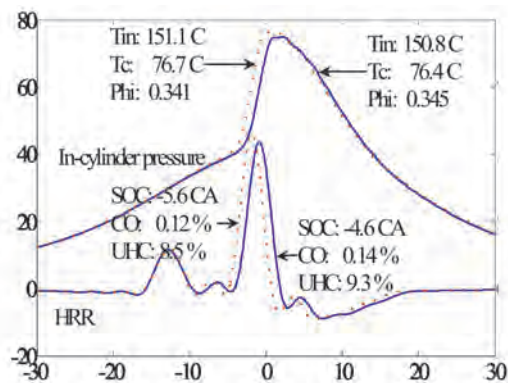


Fig. 8. In-cylinder pressure and HRR for  $\phi = 0.34$ , 1080 rpm and 20% fuel injected for reformation

Rys. 8. Ciśnienie wewnątrz cylindra i wskaźnik stężenia wodoru dla  $\phi = 0,34$ , 1080 obr/min i 20% reformingu paliwa

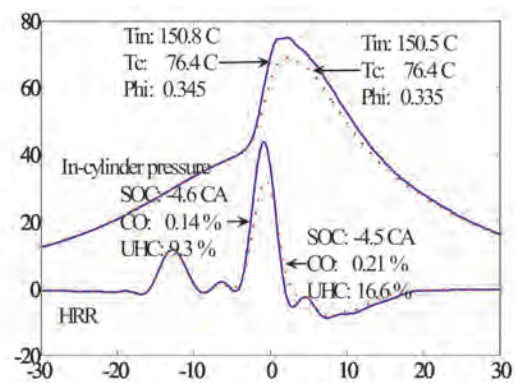


Fig. 9. In-cylinder pressure and HRR for  $\phi = 0.34$ , 1080 rpm and 25% fuel injected for reformation

Rys. 9. Ciśnienie wewnątrz cylindra i wskaźnik stężenia wodoru dla  $\phi = 0,34$ , 1080 obr/min i 25% reformingu wtryskiwanego paliwa

the 10% in-cylinder reformation fuelling condition over their corresponding no reformation fuelling case diminished with increase in engine operating equivalence ratio. For Fig.5 with  $\phi = 0.31$ , the corresponding IMEP (Fig. 10) for the 10% reformation fuelling case is 2.59 bar, slightly higher than the no reformation condition (2.45 bar). Whereas, for the Fig. 6 ( $\phi = 0.37$ ), the 10% reformation fuelling case showed a lower IMEP value of 2.68 bar (Fig. 10) when compared to the no reformation case (2.89 bar). It should be realized that the combustion products are trapped for reformation at 80° CA ATDC during the expansion stroke in all runs and most of the equivalence ratios analyzed are lower than that of Eq. 1 ( $\phi = 0.37$ ). Furthermore, the percentage reformation fuelling (10%) is much less than the theoretical reformation

Ciekawa tendencja pojawia się dla przypadku z reformowaniem na poziomie 10%, kiedy zmienia się współczynnik równoważności.

Wraz ze wzrostem współczynnika równoważności, chwila samozapłonu jest opóźniona, a spadki emisji CO i niespalonych węglowodorów słabną, w porównaniu z odpowiadającym im przypadkiem zasilania paliwem bez reformingu. Różnica między maksymalną wartością wskaźnika stężenia wodoru i trwania wzrostu stężenia wodoru zmniejsza się wraz ze wzrostem współczynnika równoważności przy reformingu. W szczególności (rys. 6) produkty reformingu, podobnie jak system recyrkulacji spalin, opóźniają chwilę samozapłonu, nie skracają czasu wzrostu stężenia wodoru, ani nie zmniejszają poziomów emisji niespalonych węglowodorów.

level (40.5% for  $\phi = 0.37$ ), which was calculated based on only the oxygen content of the trapped combustion products. Hence, in theory, considering only the oxygen content, an engine operating at a lower equivalence ratio should favor the reformation reaction (Eq. 1) more towards complete combustion compared to the engine operating at higher equivalence ratios. However, the trend is reversed when comparing Figs 4 through 6. This is mainly due to a lower temperature of the trapped combustion products which enter the reformation process for the engine operating at  $\phi = 0.27$  when compared to the higher equivalence ratios ( $\phi = 0.31$  and  $\phi = 0.37$ ). For the  $\phi = 0.27$  condition, even with higher oxygen content in the trapped combustion products, the lower temperature of the trapped combustion products leads to a favorable reformation condition and does not allow for complete conversion of percentage fuel injected to  $\text{CO}_2$  and  $\text{H}_2\text{O}$ . Whereas, with increase in equivalence ratio the temperature of the trapped combustion products increases and the fuel injected for reformation approaches complete combustion ( $\text{CO}_2$  and  $\text{H}_2\text{O}$ ) rather than reformation. This can be clearly seen with Fig. 6 where the reformation products acts more like EGR when compared to Fig. 4. This indicates that the temperature and the oxygen content play a critical role during the reformation period in either achieving hydrogen enriched reformate gas or complete combustion during the reformation period. In order to clarify this effect the percentage reformation fuelling is increased in Fig. 7 though 9.

Figure 7 shows the in-cylinder pressure and HRR comparison between the no reformation fuelling and 25% reformation fuelling case. The fuel-air equivalence ratio used for this condition is 0.27, as in Fig. 4. Comparing Fig. 4 and 7 it can be noted that with an increase in the reformation fuelling percentage from 10% to 25%, the SOC is retarded and the combustion efficiency also deteriorates (CO and UHC increases).

This is also seen in the IMEP trend (Fig. 10) where the 10% reformation fuelling case (2.07 bar) falls below the no reformation fuelling condition (2.18 bar). Even though excess oxygen content of the trapped combustion products favors higher reformation fuelling percentage in the case of  $\phi = 0.27$ , it should be realized that the temperature of the trapped combustion products is decreased with increase in the reformation fuelling percentage due to higher enthalpy of vaporization of ethanol. This in turn leads to a decrease in the overall temperature during the reformation process and does not favor the reformation reaction, which is evident during the subsequent HCCI combustion with the reformation products in Fig. 7. This phenomenon of existence of optimal reformation fuel percentage for a particular operating condition is further confirmed when looking into Figs. 8 and 9.

Figure 8 shows the in-cylinder pressure and HRR comparison between the no reformation fuelling condition and the 20% reformation fuelling condition. The fuel-air equivalence ratio for this condition is 0.34 which lies between the equivalence ratios in Figs. 5 and 6. As mentioned above, from Figs. 5 and 6, it was clear that the 10% reformation fuelling was not the optimal amount since the increase in trapped combustion products temperature (with increase in engine operating equivalence ratio) shifted the reformation

wodorów i CO. Tendencję tę również widać w przypadku średniego ciśnienia efektywnego (rys. 10), gdzie wyższe ciśnienie przy 10% reformingu paliwa wewnątrz cylindra, w porównaniu do zasilania paliwem bez reformingu, malało ze wzrostem współczynnika równoważności silnika. Na rysunku 5, z  $\phi = 0.31$ , analogiczny wskaźnik ciśnienia efektywnego (rys. 10) z reformingiem paliwa wynosi 2,59 bara, czyli jest nieznacznie wyższy niż bez reformingu paliwa (2,45 bara). Natomiast na rys. 6 ( $\phi = 0.37$ ) przypadek zasilania paliwem z 10-procentowym reformingiem pokazał niższą wartość wskaźnika ciśnienia efektywnego 2,68 bara (rys. 10) w porównaniu do zasilania paliwem bez reformingu (2,89 bara). Należy zdać sobie sprawę z tego, iż produkty spalania są uwięzione w procesie reformingu przy kącie  $80^\circ$  OWK po GMP we wszystkich cyklach pracy silnika i że większość analizowanych współczynników równoważności jest niższych niż ten z równania (1) – ( $\phi = 0.37$ ). Ponadto procent paliwa poddanego reformingowi (10%) jest dużo mniejszy niż jego teoretyczny poziom (40,5% dla  $\phi = 0.37$ ), który obliczono jedynie w oparciu o zawartość tlenu w uwięzionych produktach spalania. Stąd teoretycznie, biorąc pod uwagę jedynie zawartość tlenu, praca silnika przy niższym współczynniku równoważności powinna sprzyjać reakcji reformingu (równanie (1)), prowadząc do całkowitego spalania w porównaniu z silnikiem pracującym przy wyższych współczynnikach równoważności. Jednak ta tendencja jest odwrócona, gdy porównamy rys. od 4 do 6. Jest to spowodowane głównie niższą temperaturą uwięzionych produktów spalania, które uczestniczą w procesie reformingu dla silników pracujących przy  $\phi = 0.27$  w porównaniu z wyższymi współczynnikami równoważności ( $\phi = 0.31$ ,  $\phi = 0.37$ ). Gdy  $\phi = 0.27$ , produkty spalania uczestniczące w procesie reformingu mają niższą temperaturę od produktów spalania przy większych wartościach  $\phi$ . Tworzy to sprzyjające warunki reformingu i uniemożliwia przekształcenie dawki paliwa poddanej reformingowi do  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$ . Natomiast wraz ze wzrostem współczynnika równoważności, temperatura uwięzionych produktów spalania rośnie i wtryskiwane paliwo do reformingu ulega prawie całkowitemu spalaniu ( $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$ ). Wyraźnie to widać na rys. 6, gdzie produkty reformingu przynoszą efekty podobne do efektów działania systemu recyrkulacji spalin w porównaniu z rys. 4. To sugeruje, że temperatura i zawartość tlenu odgrywają kluczową rolę w procesie reformingu, prowadząc albo do uzyskania gazu o zwiększonej zawartości wodoru, albo do całkowitego spalania. W celu wyjaśnienia tego efektu zwiększono procent paliwa poddanego reformingowi (rys. od 7 do 9).

Rysunek 7 przedstawia ciśnienie wewnątrz cylindra wraz z porównaniem wskaźnika stężenia wodoru pomiędzy paliwem bez reformingu i paliwem z 25-procentowym reformingiem. Współczynnik równoważności paliwo–powietrze użyty w tym przypadku wynosi 0,27, jak na rys. 4. Porównując rys. od 4 do 7, można zauważyć, że wraz ze wzrostem procentu reformingu paliwa od 10 do 25% chwila samozapłonu jest opóźniona, a sprawność spalania się pogarsza (poziomy CO i niespalonych węglowodorów wzrastają).

reactions towards complete combustion. From Fig. 8 it can be seen that the increase in the reformation fuelling percentage (20%) with higher equivalence ratio ( $\phi = 0.34$ ) favors the reformation process and has a positive impact on the subsequent regular HCCI combustion process. The IMEP for the 20% reformation fuelling condition (Fig. 10) was 2.6 bar compared to 2.53 bar for the no reformation fuelling condition. The 20% reformation fuelling condition advances SOC and decreases the CO and UHC levels when compared to the no reformation case. However, with further increase in the percentage reformation fuelling to 25% (Fig. 9) the SOC is retarded and the combustion efficiency deteriorates (CO and UHC increases). This is also evident from the IMEP where the 25% reformation fuelling condition (Fig. 10) drops to 2.27 bar when compared to the no reformation fuelling condition (2.53 bar). This shows that for the 0.34 equivalence ratio the optimal reformation fuelling percentage that has a desired impact on the HCCI combustion is 20%.

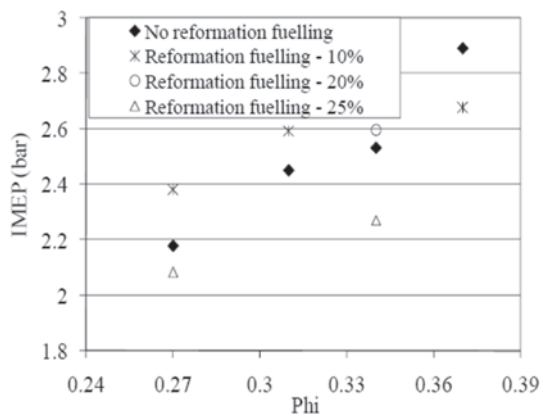


Fig. 10. IMEP vs equivalence ratio for various reformation fuelling percentage

Rys. 10. Zależność wskaźnika średniego ciśnienia efektywnego od współczynnika równoważności dla różnego procentu reformingu paliwa

Figure 11 shows the  $COV_{IMEP}$  values for the different tested reformation fuelling and no reformation fuelling conditions. It can be seen from Fig. 11 that all the reformation fuelling condition except one (0.27 equivalence ratio and 25% reformation fuelling condition) showed lower  $COV_{IMEP}$  values compared to their respective no reformation fuelling condition. However, it should be realized that IMEP values for the  $\phi = 0.37$  with 10% reformation fuelling condition and  $\phi = 0.34$  with 25% reformation fuelling where lower compared to their respective no reformation fuelling conditions. This shows that even at operating conditions where the reformation fuelling percentage is not at its optimized value, the products of fuel reformation helps in attaining a lower  $COV_{IMEP}$  values compared to their respective no reformation fuelling conditions.

It should be said here that the CO and UHC levels for all the above experimental runs were high and would require exhaust after-treatment. Similar higher levels of CO and UHC were also reported for lean HCCI combustion of fuel-air mixtures [15].

Widać to również w tendencji zmian średniego ciśnienia efektywnego (rys. 10), gdzie dla 10% reformingu paliwa (2,07 bar) spada ono poniżej wartości dla paliwa bez reformingu (2,18 bara). Mimo że nadmierna zawartość tlenu uwieczonych produktów spalania sprzyja wyższemu procentowi reformingu paliwa dla  $\phi = 0,27$ , należy zauważyć, że temperatura uwieczonych produktów spalania spada ze wzrostem procentu reformingu paliwa z powodu wyższej entalpii parowania etanolu. To z kolei prowadzi do spadku temperatury całkowitej procesu reformingu i nie sprzyja reformingowi, co jest widoczne podczas kolejnego spalania produktów reformingu w silnikach HCCI (rys. 7). Zjawisko istnienia optymalnego procentu reformingu paliwa dla konkretnych warunków pracy silnika potwierdzają rysunki od 8 do 9.

Ciśnienie wewnątrz cylindra i porównanie wskaźnika stężenia wodoru między paliwem bez reformingu i paliwem z 20-procentowym reformingiem przedstawiono na rys. 8. Współczynnik nadmiaru powietrza użyty dla tego

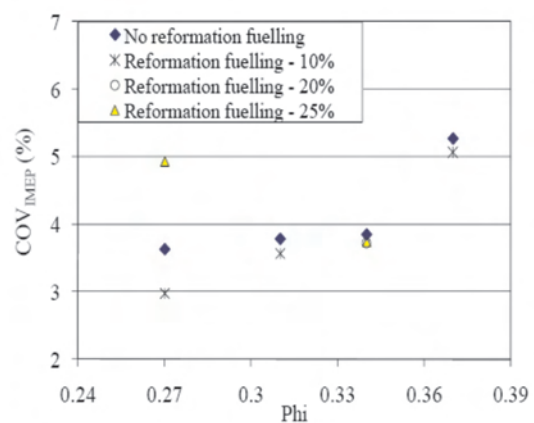


Fig. 11.  $COV_{IMEP}$  vs equivalence ratio for various reformation fuelling percentage

Rys. 11. Zależność  $COV_{IMEP}$  od współczynnika równoważności dla różnego procentu paliwa reformingu

przypadku wynosi 0,34, co zawiera się pomiędzy współczynnikami równoważności przedstawionymi na rys. 5 i 6. Jak wspomniano wyżej, z rys. 5 i 6 wynika, że 10% paliwa z reformingu nie było optymalną ilością, ponieważ wzrost temperatury uwieczonych produktów spalania (ze wzrostem działającego współczynnika równoważności silnika) przesunął reakcje reformingu w kierunku całkowitego spalania. Wzrost procentu paliwa reformingu (20%) przy wyższym współczynniku równoważności ( $\phi = 0,34$ ) sprzyja procesowi reformingu i ma pozytywny wpływ na kolejny regularny proces spalania HCCI (rys. 8). Średnie ciśnienie użyteczne dla 20% reformingu paliwa (rys. 10) wynosiło 2,6 bar w porównaniu z 2,53 bar dla paliwa konwencjonalnego. W stosowaniu 20% reformingu paliwa przyspiesza się moment zapłonu i obniża poziomy CO i HC w porównaniu do przypadku bez reformingu. Jednak z dalszym wzrostem reformingu do 25% (rys. 9), moment zapłonu jest opóźniony, a sprawność spalania się pogarsza (CO i HC wzrastają). Widać to również z wartości średniego ciśnienia użytecznego, gdzie 25% reformingu paliwa (rys. 10) zmniejsza jego wartość do

## 6. Conclusions

In this paper, a new in-cylinder reformation strategy to control the on-set of HCCI combustion has been proposed and tested in an experimental HCCI engine fuelled with lean ethanol/air mixtures. The methodology adopted here does not affect the volumetric efficiency of the engine as in the case of NVO technology and provides control over the mixing of the reformation products with fresh charge when compared with other processes. Furthermore, employing the proposed methodology excluding the benefits from reformation process shows prospects of controlling the HCCI combustion on-set (SOC) simply by manipulating the reformation chamber opening time during the compression stroke. The experimental results from the proto-type reformation chamber demonstrate that the products from in-cylinder reformation are effective in controlling the HCCI combustion on-set (SOC) and reduce the regulated engine-out emissions. The experimental results also indicate that there is an optimal in-cylinder reformation fuelling percentage for each operating condition that has a desired impact on the regular HCCI combustion process.

### Acknowledgements

The financial support of the AUTO21, Imperial Oil and University of Windsor School of Graduate Studies is gratefully acknowledged.

*Paper reviewed*

### Bibliography/Literatura

- [1] Zhang Y., He B., Xie H., Zhao H.: SAE Paper 2006-01-0631 (2006).
- [2] Christensen M., Johansson B.: SAE Paper 2000-01-1835 (2000).
- [3] Zhao F., Asmus T., Assanis D., Dec J., Eng J., Najt P. (eds.): Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines; Key Research and Development Issues, SAE International, Warrendale P.A., 2003.
- [4] Christensen M., Hultqvist A., Johansson B.: SAE Paper 1999-01-3679 (1999).
- [5] Christensen M., Johansson B.: SAE Paper 982454 (1998).
- [6] Cairns A., Baxill H.R.: SAE Paper 2005-01-0133 (2005).
- [7] Christensen M., Johansson B., Amneus P., Mauss F.: SAE Paper 980787 (1998).
- [8] Urata Y., Awasaka M., Takanashi J., Kakinuma T., Hakozaiki T., Umamoto A.: SAE Paper 2004-01-1898 (2004).
- [9] Kook S., Bae C.: SAE Paper 2004-01-0938 (2004).
- [10] Urushihara T., Hirava K., Kakuho A., Itoh T.: SAE Paper 2003-01-0749 (2003).
- [11] Koopmans L., Ogink R., Denbratt I.: SAE Paper 2003-01-1854 (2003).
- [12] Guohong T., Wang J., Shuai S., Wang Z., An X.: SAE Paper 2006-01-0415 (2006).
- [13] Waldman J., D. Nitz, T. Aroonsrisopon, D. Foster, M. Iida, SAE Paper 2007-01-0219 (2007).
- [14] G. Gnanam, Haggith D., Sobiesiak A., Reader G.: Proc. International Congress of Combustion Engines, PTNSS 2007-SC2 (2007), p. 311-321.
- [15] Van Blarigan P., Paradiso N., Goldsborough S.: SAE Paper 982484 (1998).

2,27 bar w porównaniu do paliwa bez reformingu (2,53 bar). To pokazuje, że dla współczynnika równoważności 0,34 optymalny procent paliwa reformingu, który ma pożądany wpływ na spalanie HCCI, to 20%.

Rysunek 11 przedstawia wartości  $COV_{IMEP}$  dla różnych testowanych paliw reformingu i warunków konwencjonalnych. Pokazuje on, że wszystkie warunki paliwa reformingu, oprócz jednego (współczynnik składu mieszanki 0,27 i 25% reformingu paliwa), wykazały niższe wartości  $COV_{IMEP}$  w porównaniu do przypadku bez reformingu. Jednak należy zdać sobie sprawę, że wartości średniego ciśnienia użytecznego dla  $\phi = 0,37$  i 10% reformingu paliwa oraz dla  $\phi = 0,34$  i 25% reformingu paliwa były niższe w porównaniu do warunków bez reformowania paliwa. To pokazuje, że nawet wówczas, gdy procent paliwa reformingu nie ma zoptymalizowanej wartości, produkty reformingu paliwa pomagają w osiągnięciu niższych wartości  $COV_{IMEP}$  w porównaniu do przypadku bez reformowania paliwa. Należy tutaj odnotować, że poziomy CO i HC dla wszystkich powyższych cykli eksperymentalnych były wysokie i wymagały oczyszczenia spalin. Podobne wysokie poziomy CO i HC odnotowano także dla spalania HCCI ubogich mieszanek paliwo-powietrze [15].

### 6. Wnioski

W artykule zaproponowano nową metodę kontroli chwili zapłonu w technologii HCCI, która jest oparta na procesie reformingu wewnątrz cylindra i przetestowano ją w eksperymentalnym silniku HCCI napędzanym ubogimi mieszanekami etanol/powietrze. Zastosowana tutaj technologia nie ma wpływu na sprawność napełniania silnika, jak to ma miejsce w strategii NVO, i pozwala kontrolować mieszanie produktów reformingu ze świeżym ładunkiem w porównaniu z innymi procesami. Co więcej, zastosowanie proponowanej technologii, wyłączając korzyści procesu reformingu, ukazuje perspektywy kontrolowania chwili samozapłonu w spalaniu HCCI przez różnicowanie czasu otwierania komory reformingu podczas suwu sprężania. Wyniki eksperymentu z prototypowej komory reformingu dowodzą, że produkty z reformingu wewnątrz cylindra są efektywne w kontroli chwili samozapłonu HCCI i zmniejszają emisję z silnika. Wyniki badania wskazują także, że istnieje optymalny procent paliwa poddawanego reformingowi wewnątrz cylindra dla każdego warunku działania, który ma pożądany wpływ na regularny proces spalania HCCI.

### Podziękowania

Szczególne podziękowania za wsparcie finansowe należą się AUTO21, Imperial Oil i Instytutowi Studiów Podyplomowych Uniwersytetu Windsor.

*Mr. Andrzej Sobiesiak, PhD, – Professor and Head, Department of Mechanical, Automotive and Materials Engineering, University of Windsor, Canada.*

Dr inż. Andrzej Sobiesiak – profesor i kierownik Wydziału Inżynierii Mechanicznej, Samochodowej i Materiałowej, Uniwersytetu Windsor, Kanada.

e-mail: [asobies@uwindsor.ca](mailto:asobies@uwindsor.ca)



## The use of turbulization in preliminary fuel treatment in self-ignition engines

*It is possible to increase the effectiveness parameters of self-ignition engine performance as well as to decrease the emission of toxic compounds in exhaust gases by using preliminary catalytic fuel treatment - PROCESSING – executed directly in the injector body. In order to enhance the impact of the catalyst on the flowing fuel we propose to take advantage of the phenomenon of turbulization in injector passages. First results of tests on an engine of 359 type have shown an improvement of operating parameters and a decrease of toxic emission in exhaust gases.*

Key words: self-ignition engine, fuel injector, preliminary fuel treatment, turbulization

### Wykorzystanie zjawiska turbulizacji przy wstępnej obróbce paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym

*Zwiększenie parametrów efektywności pracy silników z zapłonem samoczynnym przy jednoczesnym obniżeniu poziomu emisji związków toksycznych w gazach wylotowych jest możliwe przy wstępnej katalitycznej obróbce paliwa realizowanej bezpośrednio w korpusie rozpylacza. W celu zwiększenia oddziaływania katalizatora na przepływające paliwo zaproponowano wykorzystanie zjawiska turbulizacji w kanałach rozpylacza. Wstępne wyniki badań przeprowadzonych na silniku typu 359 wykazały poprawę parametrów operacyjnych oraz zmniejszenie emisji związków toksycznych w gazach wylotowych.*

Słowa kluczowe: silnik z zapłonem samoczynnym, wtryskiwacz paliwowy, wstępna obróbka paliwa, turbulizacja

#### 1. Introduction

The achievement of better combustion engine technical parameters is possible through increasing the speed of preliminary chemical reactions in the fuel, i.e. in the ignition delay process. These reactions in combustion engines consist in dehydrogenation and can be accelerated when fuel is in contact with a catalytic material. This process can be realized by the introduction of catalytic additives to fuel or by using another device – a catalytic converter in the injection system. It should be noted that these reactions are accelerated at higher temperatures. Therefore, a new positive effect connected with an increase of engine performance parameters can be achieved when at the same time catalysts and increased fuel temperature are applied.

The results of testing engines with indirect fuel injection and pintle injectors obtained so far have shown that the method gives improved economical and ecological indicators of engine operation [2]. It should be noted, however, that at present divided chamber engines are being replaced by engines with direct injection and multipoint injectors. This, in turn, excludes the possibility of a full catalytic effect. One reason for this is a limited space in the injector so that a catalyst with a large area cannot be placed in the injector body. Therefore, we propose the use of turbulization system in multipoint injectors placed along the non-working part of the needle where the contact of the flowing fuel and a catalyst is greater.

#### 2. Turbulization of fuel flow

There are several methods of preliminary fuel treatment in internal combustion engines:

#### 1. Wstęp

Uzyskanie lepszych pod względem technicznym parametrów pracy silników spalinowych jest możliwe ze zwiększeniem prędkości wstępnych reakcji chemicznych w paliwie w procesie zwłoki zapłonu. W silnikach spalinywych reakcje te mają charakter odwodornienia i mogą być przyspieszane przy kontakcie paliwa z materiałem o działaniu katalitycznym. Realizacja tego procesu jest możliwa przez wprowadzenie do paliwa dodatków katalitycznych lub przy zastosowaniu dodatkowego urządzenia – katalizatora w układzie wtryskowym. Należy podkreślić, że reakcje te przyspieszane są w warunkach wyższych temperatur. A więc nowy pozytywny efekt związany ze zwiększeniem parametrów efektywności pracy silnika może być uzyskany przy jednoczesnym oddziaływaniu katalizatorów i podwyższonej temperaturze paliwa.

Jak wskazują wyniki dotychczas przeprowadzonych badań na silnikach z pośrednim wtryskiem paliwa ze wtryskiwaczami czopikowym, metoda ta umożliwia poprawę zarówno ekonomicznych, jak i ekologicznych wskaźników pracy tych silników [2]. Jednak należy podkreślić, iż obecnie odchodzi się od konstrukcji silników z komorami dzielonymi na korzyść bezpośredniego wtryskiwania paliwa z zastosowaniem wtryskiwaczy wielootworowych. To z kolei uniemożliwia uzyskanie w pełni efektu katalitycznego między innymi z powodu braku miejsca na usytuowanie katalizatora o dużej powierzchni w korpusie rozpylacza. Dlatego zaproponowano w rozpylaczach wielootworowych układ turbulizacji przy przepływie paliwa wzdłuż niepracującej części iglicy, w celu zwiększenia częstości kontaktu paliwa z katalizatorem.

**CONTACT**

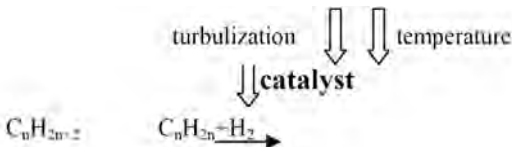
- catalytic
  - homogenous catalysis (catalytic additives in fuel)
  - heterogeneous catalysis (catalytic solid additives in fuel)

catalytic reactor

**NON-CONTACT**

- radiation
- magnetic field
- thermal
  - before fuel injection pump
  - after fuel injection pump
  - fumigation (combined catalytic and thermal) in injector

An analysis of these methods leads to a conclusion that the method of fumigation combined with turbulization of fuel flow in multipoint injectors is probably the most promising [2]. The diagram showing such preliminary fuel treatment has the following form:



This fuel treatment can be performed by introducing certain changes in the construction of the atomizer needle, whose non-working part has an increased roughness (Fig. 1b) and crossing passages (Figs. 1a, 2), and the whole surface is covered with catalytic material [3, 4].

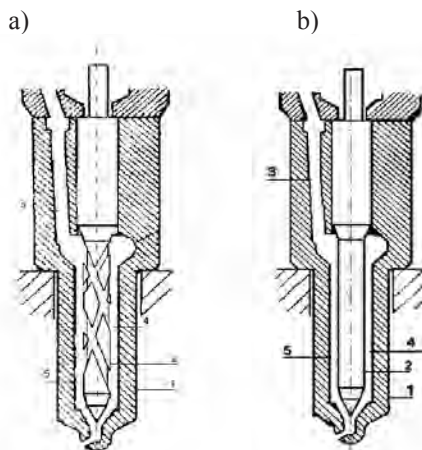


Fig. 1. Increase of catalyst-fuel contact area: a) with a turbulizer, b) with increased roughness; 1 – body, 2 – needle, 3 – fuel channel, 4 – clearance, 5 – area with catalyst layer

Rys. 1. Zwiększenie powierzchni kontaktu katalizatora z przepływającym paliwem: a) z turbulizatorem, b) ze zwiększoną chropowatością; 1 – korpus, 2 – iglica, 3 – kanał paliwowy, 4 – luz, 5 – powierzchnia z warstwą katalizatora

Initial results from the injector examinations carried out at test stands – LAB SITES – show an increase in the jet angle and its decreased range, which may result from a reduced diameter of injected fuel droplets. The recorded process of fuel atomizing using a strobe is presented in Fig. 3.

**2. Turbulizacja przepływu paliwa**

Wyróżnia się następujące metody, według których można przeprowadzić wstępną obróbkę paliwa w silnikach spalinowych:

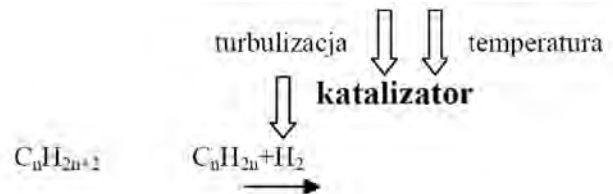
**KONTAKTOWE**

- katalityczne
  - kataliza homogeniczna (katalityczne dodatki płynne do paliwa)
  - kataliza heterogeniczna (katalityczne dodatki twarde do paliwa)
- reaktor katalityczny

**BEZKONTAKTOWE**

- promieniowanie
- pole magnetyczne
- termiczne
  - przed pompą wtryskową
  - za pompą wtryskową
  - fumigacja (wspólne katalityczne i termiczne) w rozpylaczu

Analiza tych metod pozwala stwierdzić, że najbardziej interesująca może być metoda fumigacji w połączeniu z turbulizacją przepływu paliwa w rozpylaczach wielootworowych [2]. Schemat takiej wstępnej obróbki paliwa można przedstawić w postaci:



Realizacja takiej wstępnej obróbki paliwa jest możliwa przez odpowiednie zmiany w konstrukcji iglicy rozpylacza, na niepracującej powierzchni, której zwiększono chropowatość (rys. 1b) oraz umiejscowiono przecinające się kanały (rys. 1a, 2), a na całej tej powierzchni usytuowano materiał o działaniu katalitycznym [3, 4].

Wstępne wyniki badań wtryskiwacza badawczego, przeprowadzonych na stanowiskach laboratoryjnych, wykazują zwiększenie kąta rozwarcia strugi oraz zmniejszenie jej zasięgu, co może świadczyć o zmniejszeniu średnicy kropeł wtryskiwanego paliwa. Rejestrację procesu rozpylania paliwa na stanowisku probierczym z wykorzystaniem lampy stroboskopowej przedstawiono na rys. 3.



Fig. 2. Atomizer of a 359 engine with preliminary fuel treatment system and turbulizing channels

Rys. 2. Rozpylacz silnika 359 z układem wstępnej obróbki paliwa i kanałami turbulizacyjnymi

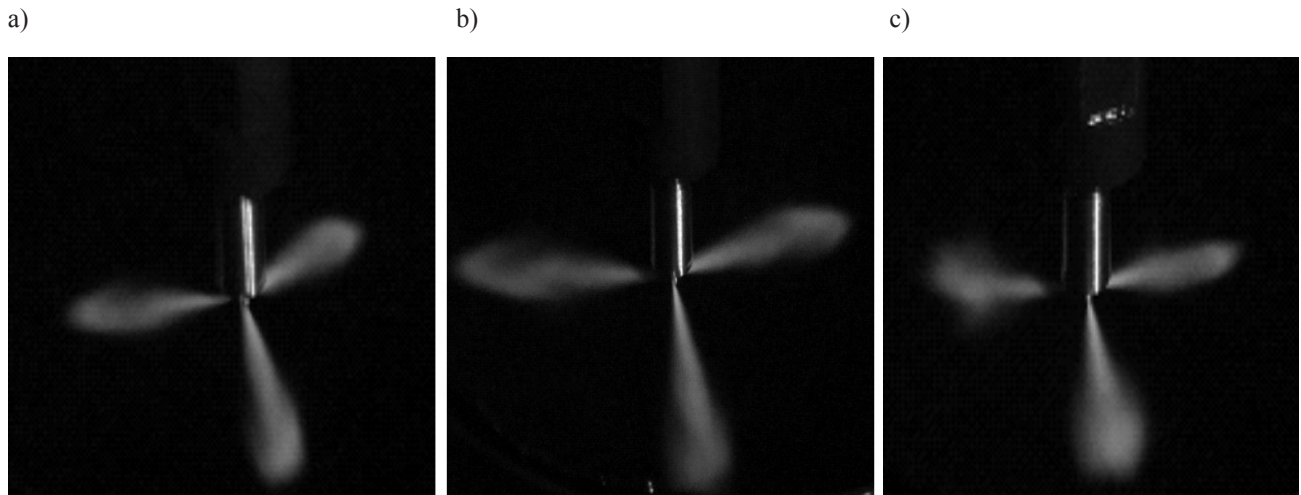


Fig. 3. Jets of fuel from a multipoint injector: a) conventional, b) with increased roughness of the non-working part of the needle, c) with a turbulizer  
 Rys. 3. Strugi paliwa we wtryskiwaczu wielootworowym: a) konwencjonalny, b) ze zwiększoną chropowatością niepracującej części iglicy, c) z turbulizatorem

### 3. Experimental research results

Laboratory tests revealed a change in the level of acoustic emission of sound from the outflowing fuel. Figures 4 and 5 give the results of acoustic emission tests of the conventional injector and the ones with multipoint injection as proposed by the author.

### 3. Wyniki badań eksperymentalnych

Podczas badań laboratoryjnych stwierdzono zmianę w poziomie emisji dźwięku wypływającego paliwa. Na rysunkach 4 i 5 podane są wyniki badań akustycznych wtryskiwacza konwencjonalnego i zaproponowanych konstrukcji wtryskiwaczy wielootworowych.

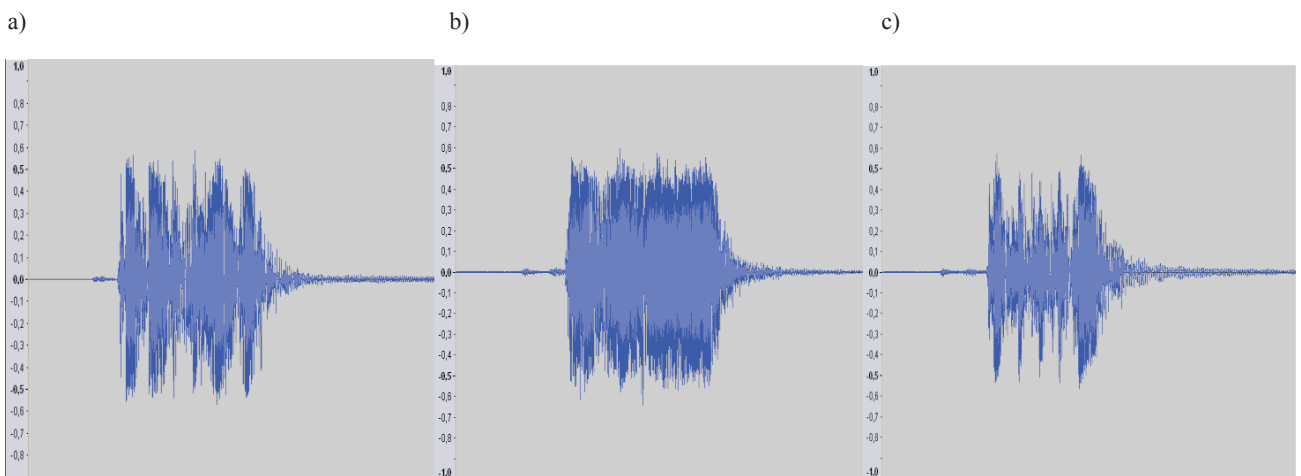


Fig. 4. Acoustic characteristics of multipoint injectors: a) conventional, b) with a turbulizer, c) with increased roughness of the non-working part of the needle

Rys. 4. Charakterystyki akustyczne rozpylaczy wielootworowych: a) konwencjonalny, b) z turbulizatorem, c) ze zwiększoną chropowatością niepracującej części iglicy

The results of these tests show that the turbulization of fuel flow in the injector body significantly changes the characteristics of acoustic emission of the atomized fuel. In general, the dynamics of the fuel supply process is described by three stages – discharge of fuel in the injection pump, fuel flow in a high pressure pipe and atomization in the combustion chamber. As the examined phenomenon of turbulization occurs in the injector body, let us examine this process in detail.

Jak wykazują wyniki tych badań, turbulizacja przepływu paliwa w korpusie rozpylacza w istotny sposób zmienia charakterystykę emisji akustycznej rozpylanego paliwa. W ogólnym przypadku dynamikę procesu podawania paliwa opisują trzy etapy – tłoczenie paliwa w pompie wtryskowej, przepływ paliwa w przewodzie wysokiego ciśnienia oraz rozpylanie paliwa do komory spalania. Ponieważ rozpatrywane zjawisko turbulizacji następuje bezpośrednio w korpusie rozpylacza, rozpatrzmy bardziej szczegółowo ten proces.

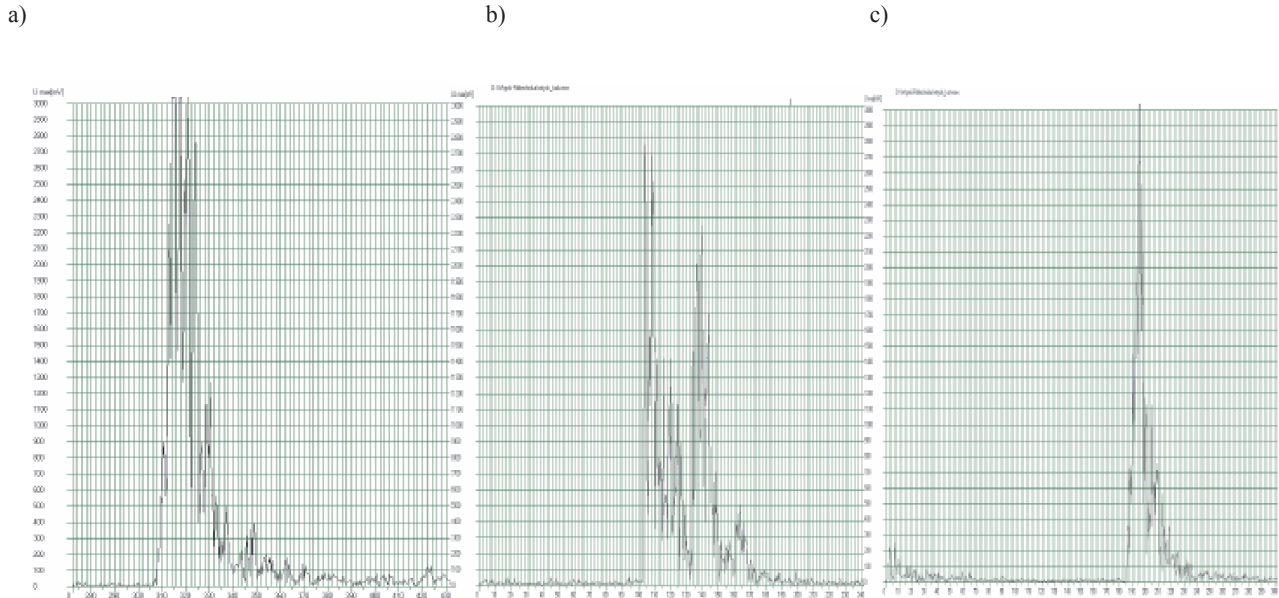


Fig. 5. Spectral density of the acoustic emission signal in the examined frequency (voltage value at the converter referred to the selected signal frequency as the function of time, at the level of 3 kHz): a) conventional, b) with a turbulizer, c) with increased roughness of the non-working part of the needle

Rys. 5. Gęstość widmowa sygnału emisji akustycznej w badanej częstotliwości (wartość napięcia na przetworniku odniesiona do wybranej częstotliwości sygnału w funkcji czasu, na poziomie 3 kHz): a) konwencjonalny, b) z turbulizatorem, c) ze zwiększoną chropowatością niepracującej części iglicy

Turbulization of a liquid stream takes place when forces act on a micro-volume that is located in the profile of passages where they cross each other. Therefore, turbulization occurs due to a pulse of forces and the crisscrossing lines along which micro-volumes move. For the triangles of speeds at coordinates  $z, r, \varphi$  in the appropriate cross-sections of the injector body – needle clearance, the Reynolds’ equation for micro-volumes can be written as follows [1]:

$$\begin{aligned} \frac{D(\mathbf{w})}{\partial \tau} &= \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial t} + \frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial \mathbf{w}_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{w}_z}{\partial z^2} = \\ &= F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial r} + v(\nabla^2 \mathbf{w}) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial (\rho \mathbf{w}_r^2)}{\partial r} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial (\rho \mathbf{w}_\varphi^2)}{\partial \varphi} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial (\rho \mathbf{w}_z^2)}{\partial z} \end{aligned} \quad (1)$$

the equation of momentum:

$$\frac{dK}{d\tau} + \int \int \int_{w,s} \rho \mathbf{w}_n d\mathbf{w} ds = \int_V \rho F dV + \int_S \mathbf{p}_n ds \quad (2)$$

the equation of amount of momentum movement:

$$\frac{dL}{d\tau} + \int \int \int_{w,s} (\mathbf{r} \cdot \mathbf{w}) \rho d\mathbf{w}_n ds = \int_V (\mathbf{r} \cdot \mathbf{F}) \rho dV + \int_S (\mathbf{r} \cdot \mathbf{p}_n) dS \quad (3)$$

the equation of energy in the integral form:

$$\frac{d}{d\tau} \left( \int \int \int_{w,v} \rho \mathbf{w} d\mathbf{w} dV \right) = \int_S \rho_n \mathbf{w} ds + \int_V \mathbf{F} \cdot (\mathbf{w} \rho) dV \quad (4)$$

Turbulizacja strumienia cieczy odbywa się pod wpływem sił na mikro objętość, która znajduje się w profilu kanałów w miejscach ich przecięcia, a więc turbulizacja odbywa się dzięki impulsowi sił oraz krzyżującym się linii przesuwających się mikro objętości. Dla trójkątów prędkości we współrzędnych  $z, r, \varphi$  w odpowiednich przekrojach szczeliny korpus – iglica równanie Reynoldsa dla mikro objętości można przedstawić [1] jako (1), równanie pędu – (2), równanie momentu ilości ruchu – (3) oraz równanie energii w formie całkowej – (4),

gdzie:  $K = \int_V \rho \mathbf{w} dV$  – pęd,  $L = \int_V (\mathbf{r} \cdot \mathbf{w}) \rho dV$  – moment

ilości ruchu,  $\rho$  – gęstość paliwa,  $p_n$  – naprężenia sił powierzchniowych,  $F$  – siła masowa objętości  $V$ ,  $w_n$  – składowa normalna prędkości,  $s$  – przekrój strugi cieczy,  $w_r, w_z, w_\varphi$  – nieznanne składowe prędkości w czasie  $\tau$ .

W podanych równaniach prędkości pulsacyjne rozkładane są na składowe pierwszego (przecinające się oddziaływanie strug), drugiego (wymuszane przemieszczenia strug) i trzeciego rzędu. Szczególny wpływ na turbulizację wewnętrzną strugi wewnątrz mikro objętości ma trzeci rząd prędkości w momencie, kiedy strugi przecinają się i kiedy prawie cała energia strug idzie na zmianę gęstości i opór akustyczny  $z$ , co można przedstawić jako (5).

Analiza podanych zależności ukazuje, że podczas przepływu paliwa w szczelinie korpus rozpylacza – iglica zmienia się właśnie opór akustyczny, co zostało zarejestrowano podczas badań laboratoryjnych (rys. 4 i 5).

Badania stanowiskowe przeprowadzono na silniku typu 359 wyposażonym w komplet wtryskiwaczy ze wstępną obróbką paliwa i turbulizacją w kanałach rozpylacza. Na

where:  $\mathbf{K} = \int_V \rho \mathbf{w} dV$  – momentum,  $\mathbf{L} = \int_V (\mathbf{r} \times \mathbf{w}) \rho dV$  –

amount of momentum movement,  $\rho$  – fuel density,  $p_n$  – stresses of surface forces,  $F$  – volumetric mass force  $V$ ,  $w_n$  – normal component of speed,  $s$  – cross-section of liquid jet,  $w_r$ ,  $w_z$ ,  $w_\varphi$  – unknown components of speed in time  $\tau$ .

In the equations above pulsating speeds are decomposed into components of the first (crossing interaction of jets), second (forced displacements of jets) and third order. The third order of speed has a special influence on the internal turbulization of the jet inside the micro-volume at the moment when the jets cross each other and when practically the whole energy of jets is utilized for the change of density and acoustic resistance  $z$ , which can be described as follows:

$$z = \int \frac{D(w)}{\partial \tau} d\rho \quad (5)$$

An analysis of the given relations shows that when fuel flows in the injector body-needle clearance, the acoustic resistance changes, which has been recorded during laboratory tests (Fig. 4 and 5).

Tests were performed on a 359 type engine completely equipped with injectors adjusted to preliminary fuel treatment and turbulization in injector fuel passages. Figure 6 presents the speed characteristics of the examined engine which implies that fuel fumigation and turbulization directly in the injector body improve both operational and ecological parameters of the engine operation.

#### 4. Conclusions

The results of research done so far show that the operating and ecological parameters of self-ignition engine performance can be achieved by using thermal and catalytic fuel treatment. To enhance the effect of catalyst on the flowing fuel we can apply forced turbulized fuel movement in elements of a multipoint injector. In addition to a change in the physical and chemical properties of fuel, such treatment leads to a changed structure of the atomized fuel jet, which is proved by the results of acoustic and stroboscopic tests of fuel injection process. The positive effect of the treatment is confirmed by the results of laboratory tests of the engine (type 359).

Paper reviewed

#### Bibliography/Literatura

- [1] Барсуков С.И.: Приводы. Теория и расчет. Астропринт, Одесса 2004.
- [2] Ключ О.В.: Термическая и каталитическая обработка топлива в дизелях. Изд. КГТУ, Калининград 2006.
- [3] Klyus O., Mysłowski J., Osipowicz T.: Wtryskiwacz paliwa. Zgłoszenie patentowe P-381412, 2006.
- [4] Klyus O., Mysłowski J., Osipowicz T.: Wtryskiwacz paliwa. Zgłoszenie patentowe P-381413, 2006.

rysunku 6 przedstawiono prędkościową charakterystykę badanego silnika, z której wynika, że zastosowanie fumigacji i turbulizacji paliwa bezpośrednio w korpusie wtryskiwacza przyczynia się do poprawy zarówno operacyjnych, jak i ekologicznych parametrów jego pracy.

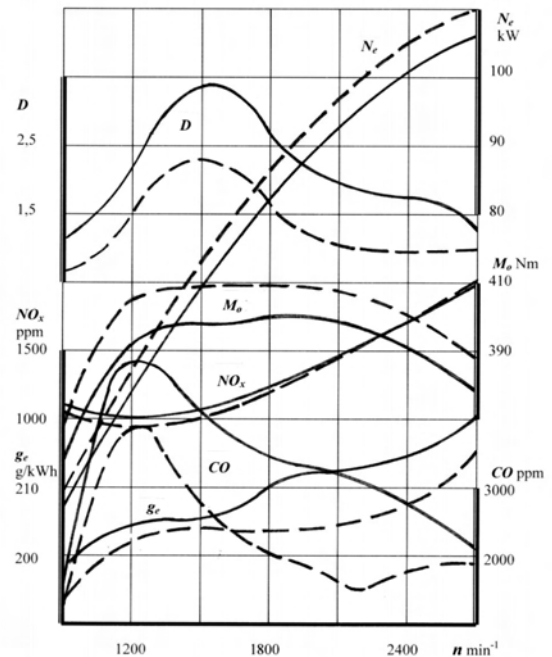


Fig. 6. Speed characteristics of an engine, type 359:----- – conventional injection system, - - - - injection system with preliminary fuel treatment

Rys. 6. Prędkościowa charakterystyka silnika 359;----- – konwencjonalny układ wtryskowy, - - - - układ wtryskowy ze wstępną obróbką paliwa

#### 4. Wnioski

Jak wykazują wyniki dotychczas przeprowadzonych badań, poprawa operacyjnych i ekologicznych wskaźników pracy silników z zapłonem samoczynnym możliwa jest przy zastosowaniu wstępnej termicznej i katalitycznej obróbki paliwa. Zwiększenie oddziaływania katalizatora na przepływające paliwo możliwe jest przez zastosowanie wymuszonego turbulizacyjnego ruchu paliwa w elementach rozpylacza wielootworowego. Oprócz zmian właściwości fizycznych i chemicznych paliwa podczas takiej obróbki uzyskano dodatkowy efekt w postaci zmiany struktury strugi rozpylanego paliwa, o czym świadczą wyniki badań akustycznych i stroboskopowych procesu wtryskiwania paliwa, a pozytywny efekt potwierdzają wyniki badań stanowiskowych silnika typu 359.

Prof. Oleh Klyus, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Maritime University of Szczecin.

Prof. zw. dr hab. inż. Oleh Klyus – profesor na Wydziale Mechanicznym Akademii Morskiej w Szczecinie.

e-mail: olegklyus@o2.pl



## A comparative analysis of diesel fuel injection parameters in piezoelectric and electromagnetic fuel injectors

*The paper presents the results of a comparative analysis of the changes in the injection spray shape and penetration and its vertex angle during the injection through piezoelectric and electromagnetic fuel injectors. The results of the observation of the fuel spray with the use of high speed camera (100  $\mu$ s frame frequency) have been presented. Moreover, the parameterization and digital processing (including its automation) of the obtained image have too been presented. The influence of the pressure and the timing of the injection on the variable-in-time spray parameters have been shown. A mathematical model describing these relations has been proposed.*

**Key words:** fuel injection, injection spray indexes, fuel spray parameters, electromagnetic injectors, piezoelectric injectors, optical investigations

### Analiza porównawcza parametrów wtrysku paliwa wtryskiwaczy piezoelektrycznych i elektromagnetycznych do silników o ZS

*W artykule przedstawiono wyniki badań porównawczych zmiany kształtu i zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa oraz jej kąta wierzchołkowego w czasie trwania wtrysku, dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych i elektromagnetycznych. Zaprezentowano wyniki obserwacji strugi paliwa prowadzone z wykorzystaniem kamery do szybkiego filmowania rejestrowane co 100  $\mu$ s. Omówiono sposób parametryzacji i cyfrowej obróbki oraz jej automatyzacji otrzymanego materiału zdjęciowego. Wykazano wpływ ciśnienia i czasu wtrysku na zmienne w czasie parametry strugi. Zaproponowano model matematyczny opisujący te zależności.*

**Słowa kluczowe:** wtrysk paliwa, parametry strugi paliwa, wtryskiwacze elektromagnetyczne, wtryskiwacze piezoelektryczne, badania optyczne

#### 1. Introduction

Electromagnetic injectors applied in diesel fuel injection systems are being phased out and piezoelectric injectors are gradually coming in. Such a replacement allows a wider selection of the timing of the injection of the individual phases of the injection and their duration. The differences between the obtained parameters of the injected fuel spray are very significant in the aspect of mixture formation.

Electromagnetic injectors were used in the first and second generation common rail (CR) systems. The reason for their withdrawal in favor of the piezoelectric injectors is the lack of the possibility of obtaining small time intervals between the subsequent fuel doses in a single engine operating cycle. Hence, the number of injections was limited to three or four in a single cycle. Piezoelectric injectors are fitted in third generation CR systems. Their main advantage is the possibility of a multiple division of the fuel dose into doses of relatively short durations. The build of the piezoelectric injector by Bosch has been shown in Fig. 1.

The characteristics of the electromagnetic injectors in the form of the pressure courses and the control current have been shown in Figs. 2 and 3.

The issue discussed in this paper consisted in the application of optical observation and digital analysis of the obtained images of the fuel spray development in order to determine the comparative fuel spray indexes and on this

#### 1. Wprowadzenie

Wtryskiwacze elektromagnetyczne układów wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym zastępuje się obecnie układami wtryskiwaczy piezoelektrycznych. Pozwala to w większym niż dotychczas zakresie na zmianę czasu odstępu pomiędzy wtryskami kolejnych części dawki paliwa oraz czasu ich trwania. Różnice między uzyskiwanymi parametrami wtryskiwanej strugi paliwa są bardzo istotne w aspekcie procesu tworzenia mieszanki palnej.

Wtryskiwacze elektromagnetyczne były wykorzystywane w układach *common rail* (CR) pierwszej i drugiej generacji. Powodem ich wycofania na korzyść wtryskiwaczy piezokwarcowych jest brak możliwości uzyskania małych odstępów czasu między kolejnymi dawkami wtryskiwanego paliwa podczas jednego cyklu pracy silnika. Z tego powodu ograniczono liczbę wtryskiwanych dawek do trzech lub czterech. Wtryskiwacze piezoelektryczne są wykorzystywane w układach CR trzeciej generacji. Ich główną zaletą jest możliwość uzyskania wielokrotnego podziału dawki paliwa ze względnie krótkimi czasami między kolejnymi dawkami paliwa. Budowę wtryskiwacza piezokwarcowego firmy Bosch przedstawiono na rys. 1.

Charakterystyki wtryskiwacza elektromagnetycznego w postaci przebiegu ciśnienia i prądu sterującego przedstawiono na rys. 2 i 3.

Podjęty problem badawczy polegał na zastosowaniu metody optycznej obserwacji i cyfrowej analizy uzyskiwa-

basis providing and objective assessment of the fuel injection and spraying process.

A particularly significant issue was to explain how the basic injection parameters (injection pressure, duration of the injection, hole diameter) influence the change in the selected indexes that are possible to determine for the injected fuel spray. The authors also tried to collect proper research material that would be used to determine the functional relations between these parameters and the values of the comparative indexes. Such a relation – expressed in the form of model dependencies – could be used to predict a shape, vertex angle and the speed of the spray front for the assumed values of these parameters.

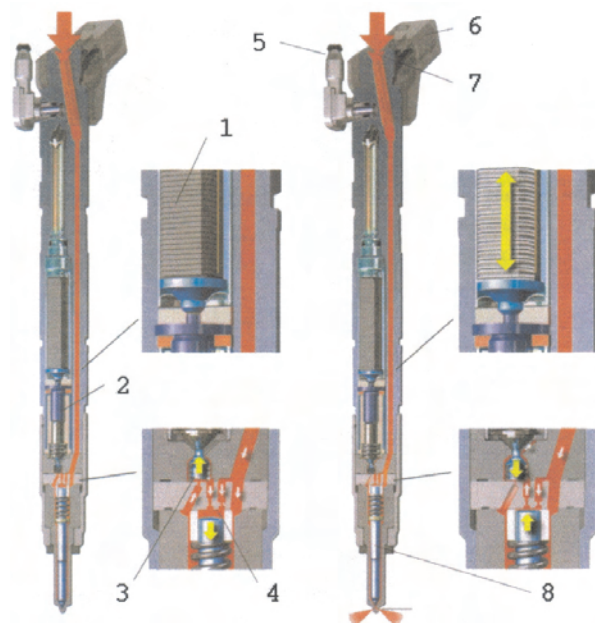


Fig. 1. Piezoelectric injector by Bosch (1 – piezoelectric actuator, 2 – hydraulic converter, 3 – control valve, 4 – control chamber, 5 – fuel overflow outlet, 6 – electrical connection, 7 – high pressure fuel, 8 – needle)

Rys. 1. Piezoelektrycznie sterowany wtryskiwacz firmy Bosch: 1 – silownik piezoelektryczny, 2 – przetwornik hydrauliczny, 3 – zawór sterujący, 4 – komora sterująca, 5 – przelew paliwa, 6 – złącze elektryczne, 7 – paliwo pod wysokim ciśnieniem, 8 – iglica rozpylacza

## 2. Research methodology

For the investigations related to the above mentioned relations and dependencies a test stand of own design was used (Fig. 4) that comprised the following elements:

- a) common rail pump and injector testing stand (Fig. 5),
- b) common rail fuel injector testing device,
- c) high speed camera HSS5 by LaVision (Table 1, Fig. 6),
- d) a test stand synchronizing unit (*sequencer*).

The tests were performed for two different multi hole injectors, yet, each time only a single fuel spray was observed and analyzed. The injection occurred into the open space i.e. into ambient conditions. At this stage of the investigation the authors did not investigate the influence of the chamber backpressure on the fuel spray shape, atomization and spray front displacement.

In the observed space no air motion occurred. Hence, only the transverse gravity force acted on the individual droplets in the fuel

nych obrazów rozwoju strugi wtryskiwanego paliwa w celu wyznaczenia wskaźników porównawczych strugi i na ich podstawie dokonania zobjektywizowanej oceny przebiegu procesu wtrysku i rozpylenia paliwa. Szczególnie istotnym zagadnieniem było wyjaśnienie, w jaki sposób podstawowe parametry wtrysku (ciśnienie wtrysku, czas trwania wtrysku, średnica otworków rozpylacza) wpływają na zmianę wybranych wskaźników porównawczych możliwych do określenia dla strugi wtryskiwanego paliwa. Dążono także do zebrania odpowiedniego materiału badawczego, który mógłby posłużyć do określenia związków funkcjonalnych pomiędzy tymi parametrami, a wartościami wskaźników porównawczych. Związek taki – ujęty w postaci zależności modelowych – mógłby posłużyć do przewidywania określonego kształtu, kąta wierzchołkowego i prędkości czoła strugi dla założonych wartości tych parametrów.

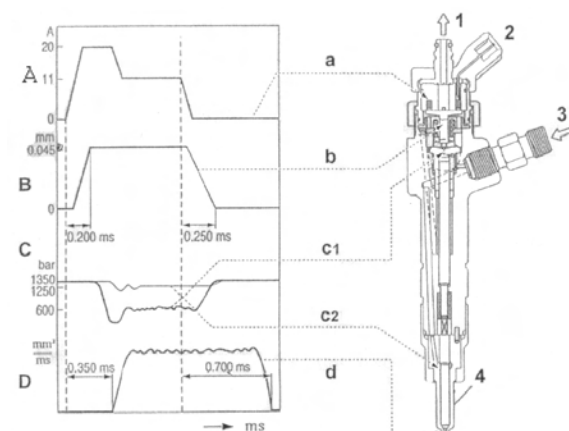


Fig. 2. Basic characteristics of an electromagnetic injector by Bosch; A – control current of the electrovalve coil, B – valve pusher displacement, C – course of pressures, C1 – control chamber, C2 – nozzle chamber, D – course of fuel injection

Rys. 2. Podstawowe charakterystyki wtryskiwacza elektromagnetycznego firmy Bosch: A – prąd sterujący cewką elektrozaworu, B – wznios popychacza zaworu, C – przebieg ciśnienia, C1 – komora sterująca, C2 – komora rozpylacza, D – przebieg wtrysku paliwa

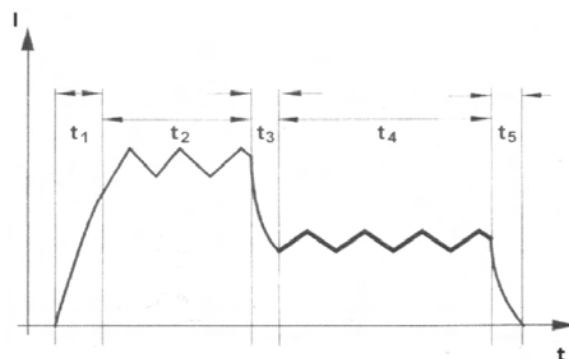


Fig. 3. The course of the current controlling the electromagnetic valve of the injector; I – intensity, t – duration,  $t_1$  – power supply from the capacitor,  $t_2$  – attracting current of the valve pusher,  $t_3$  – capacitor charging,  $t_4$  – valve pusher holding current,  $t_5$  – coil power supply disconnected

Rys. 3. Przebieg prądu sterującego elektromagnetycznym zaworem wtryskiwacza: I – natężenie, t – czas trwania,  $t_1$  – zasilanie z kondensatora,  $t_2$  – prąd przyciągania popychacza zaworu,  $t_3$  – ładowanie kondensatora,  $t_4$  – prąd podtrzymania popychacza zaworu,  $t_5$  – odłączenie zasilania cewki

spray. At the outflow speed of approximately 150 m/s this force is of little influence on the fuel spray indexes under analysis.

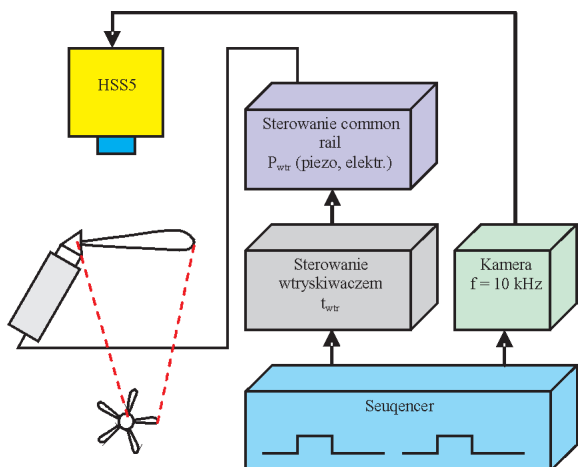


Fig. 4. Schematics of the stand measuring the geometrical parameters of the fuel spray

Rys. 4. Schemat stanowiska do pomiaru parametrów geometrycznych strugi paliwa

Table 1. Basic technical data of the high speed camera 5 [6]

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne kamery High Speed Star 5 [6]

Image converter/typ przetwornika obrazu	CMOS
Photo cathode pixel size/wielkość piksela	17 × 17 μm
Maximum resolution/rozdzielczość maksymalna	1024 × 1024 pix
Maximum filming speed/maksymalna prędkość filmowania	3 000 images/sec, at resolution 1024 × 1024 10 000 images/sec, at resolution 512 × 512 30 000 images/sec, at resolution 256 × 256 250 000 images/sec, at resolution 128 × 16
Spectrum/zakres widmowy	380 nm do 800 nm

The tests were performed for different values of the injection pressure and different injector opening timings which resulted in different fuel doses. The quantity of the fuel dose for given parameters was selected with the use of the device for the tests of the common rail injection system. The injection was initiated electronically through the sequencer. A synchronous signal initiated the recording, which began just before the onset of the injection process and ended after a time specified so that the filming sequence comprised the whole injection process and a short time after its end; usually it took approximately 30 frames i.e. 3 ms of the recording time. The injection lasted 0,2-1,0 ms depending on the size of the fuel dose.

The obtained recording sequences were digitally recorded and then analyzed through DaVis by LaVision [1]. Using the original software, the authors developed their own system allowing the determining of:

- the spray front penetration,
- the spray front speed,
- the angle of the spray cone.

## 2. Metodyka badawcza

Do poszukiwania wspomnianych związków i zależności wykorzystano stanowisko badawcze własnej konstrukcji (rys. 4), które składało się z następujących elementów:

- a) stanowiska testowania pomp i wtryskiwaczy systemów *common rail* (rys. 5),
- b) testera wtryskiwaczy paliwa – *common rail*,
- c) kamery do szybkiego filmowania HSS5 firmy LaVision (tab. 1, rys. 6),
- d) jednostki synchronizującej pracę stanowiska badawczego, tzw. *sequencera*.

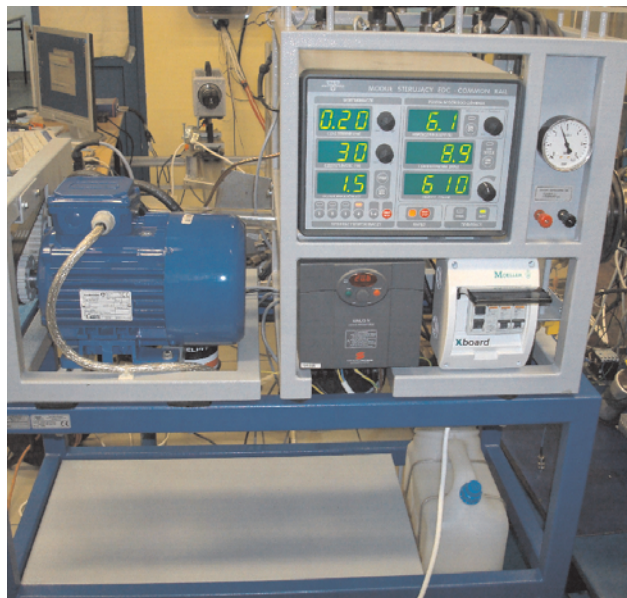


Fig. 5. A system for the parameter adjustment of the testing device for the common rail injectors

Rys. 5. Układ regulacji parametrów nastawczych stanowiska do badania wtryskiwaczy systemów *common rail*



Fig. 6. High speed camera High Speed Star 5 [6]

Rys. 6. Kamera do szybkich zdjęć typu High Speed Star 5 [6]

Badania przeprowadzono dla 2 różnych wtryskiwaczy wielootworkowych, jednak każdorazowo obserwowano i analizowano tylko jedną strugę paliwa. Wtrysk odbywał się do otwartej przestrzeni, czyli do ośrodka o parametrach otoczenia. Na tym etapie badań zrezygnowano z badania

The area covered by the spray of the injected fuel was recognized based on the parameters of individual points in the image recorded in the resolution of  $512 \times 512$  pixels. The droplets reflect light that illuminated the observed area. Two halogen lamps were used for that purpose 0,5 kW each placed approximately 1 meter from the fuel spray. The evaluation of the luminance parameter of individual pixels of the recorded images constituted a basis for the identification of the area covered by the fuel spray and allowed an analysis of the geometrical parameters of the fuel spray and the assessment of their changes in the course of the injection and immediately after its end.

The software enabling the processing of the recorded images of the fuel spray atomization is based on the macros of the CL (*command language*) implemented in DaVis. The software contains a series of procedures that allow (Fig. 7):

- 1) a selection of the central point of the injector,
- 2) a selection of the injector diameter,
- 3) determining of the luminance for the background center and the fuel spray,
- 4) a selection of the points forming the spray cone,
- 5) a selection of the number of the injector holes.

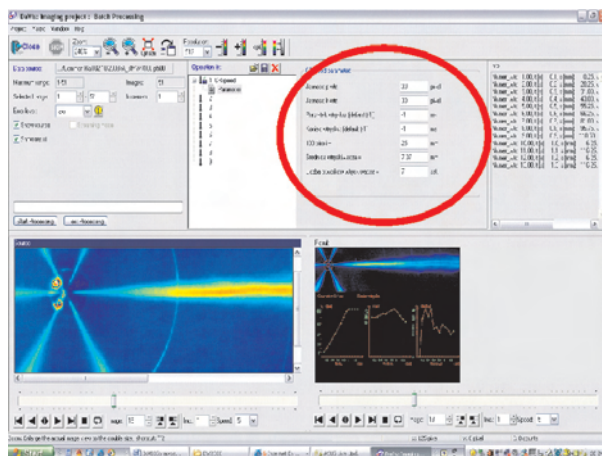


Fig. 7. Screenshot of the image processing software enabling the selection of the basic processing parameters (area circled red)

Rys. 7. Ekran do obróbki zdjęć rejestrowanej strugi paliwa z możliwością zadawania podstawowych parametrów obróbki (obszar objęty czerwonym okręgiem)

For safety reasons (toxicity of the diesel oil vapor) during the simulation of the injection a calibration fluid was used (Kalibrol). The physical chemical parameters of Kalibrol have been shown in Table 2 (based on PN-88/C-96181).

In order to determine the penetration of the spray front in the first stage of the calculations the background was deleted from the image where the fuel spray occurs. Then, in an automated way the pixels of luminance higher than 20 units were searched for from left to right in order to determine the end of the fuel spray. Knowing the coordinates of the injector adjustment and the coordinates of the spray end the spray penetration was determined. In the software an additional procedure was used that graphically presented the values during the calculations.

Knowing the penetration of the spray front the calculation of the speed of the spray front was possible through determining of the value of parameter  $dS/dt$ .

wpływu przeciwności panującego w komorze na kształt strugi, proces jej rozpylenia i przemieszczania się frontu.

W przestrzeni obserwacji nie występował żaden dający się zaobserwować ruch powietrza. Tak więc na rejestrowaną poziomą strugę działała tylko poprzeczna siła pochodząca od siły ciężkości działającej na poszczególne krople w strudze. Przy prędkości wypływu rzędu 150 m/s siła ta ma jednak bardzo mały wpływ na analizowane wskaźniki strugi.

Badania prowadzono dla różnych wartości ciśnienia wtrysku i różnych czasów otwarcia wtryskiwacza powodujących zróżnicowanie dawki wtryskiwanego paliwa. Wielkość dawki dla określonych parametrów ustalono z wykorzystaniem stanowiska do badania systemu wtryskowego typu *common rail*. Proces wtrysku był wyzwalany elektronicznie z układu tzw. *sequencera*. Synchroniczny sygnał uruchamiał filmowanie, które rozpoczynało się bezpośrednio przed rozpoczęciem wtrysku, a kończyło po czasie określonym w taki sposób, aby sekwencja filmowania obejmowała cały proces wtrysku oraz krótki czas po jego zakończeniu; zwykle obejmowało to ok. 30 klatek zdjęciowych, czyli 3 ms czasu filmowania. Wtrysk trwał – w zależności od wielkości dawki – 0,2–1,0 ms.

Uzyskane sekwencje filmowe zapisywano w sposób cyfrowy, a następnie poddawano je analizie, do której wykorzystywany był program narzędziowy DaVis firmy LaVision [1]. Wykorzystując oryginalne oprogramowanie, opracowano autorski program pozwalający na określenie:

- zasięgu czoła strugi
- prędkości czoła strugi
- kąta stożka strugi.

Obszar objęty strugą wtryskiwanego paliwa rozpoznawany był na podstawie parametrów poszczególnych punktów obrazu zapisywanego z rozdzielczością  $512 \times 512$  pikseli. Krople strugi odbijają na swojej powierzchni światło, którym obszar obserwacji był oświetlony. Do tego celu użyto dwóch lamp halogenowych, każda o mocy 0,5 kW, umieszczonych w odległości ok. 1 m od strugi paliwa. Ocena parametru luminancji poszczególnych pikseli zarejestrowanych obrazów stanowiła podstawę wyróżnienia obszaru objętego strugą paliwa i pozwoliła na przeprowadzenie analizy parametrów geometrycznych strugi wtryskiwanego paliwa oraz oceny ich zmiany w czasie trwania wtrysku, a także bezpośrednio po jego zakończeniu.

Program pozwalający na obróbkę rejestrowanych zdjęć rozpylenia strugi opracowano na bazie makr programu CL (*command language*) zaimplementowanego w programie DaVis. Program zawiera wiele procedur pozwalających na (rys. 7):

- 1) wybór centralnego punktu wtryskiwacza,
- 2) wybór średnicy wtryskiwacza,
- 3) określenie wartości luminancji dla ośrodka tła i strugi paliwa,
- 4) wybór punktów tworzącej stożka strugi,
- 5) wybór liczby otworków wtryskiwacza.

Do symulowania wtrysku paliwa podczas badań używano płynu kalibracyjnego typu Kalibrol ze względu na bezpieczeństwo i szkodliwość oparów oleju napędowego.

The recording speed of 10 kHz allows the application of a maximum resolution of the recorded image of  $512 \times 512$  pixels. The focal distance of the camera allowed a recording of a fuel spray of a maximum length  $< 120$  mm. Such a small length at some measuring points allows the recording of the fuel onset only (the fuel spray is outside the recording area if a larger dose is being injected).

The last part was to determine the vertex angle of the fuel spray (Fig. 8).

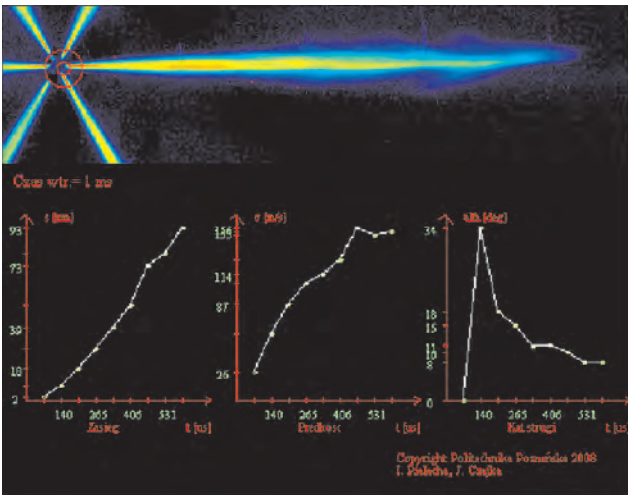


Fig. 8. Example view of the fuel spray geometrical parameter calculations  
Rys. 8. Przykładowe obliczenia parametrów geometrycznych strugi paliwa

The theoretical initial speed of the fuel outflow from injector  $V$  has been determined based on the following dependence:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{\text{pal}}}} \quad (1)$$

The result of the experiments was correlated with the results of the model experiments. Taking the investigations of Hiroyasu [4] into account the fuel spray penetration was determined based on the following dependence:

$$\text{For } \tau < \tau_{\text{break}} \quad S = 0.39 \cdot \left( \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{\text{pal}}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \tau, \quad (2)$$

$$\text{for } \tau > \tau_{\text{break}} \quad S = 2.95 \cdot \left( \frac{\Delta P}{\rho_{\text{pow}}} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (d_o \cdot \tau)^{\frac{1}{2}}, \quad (3)$$

where  $\tau_{\text{break}}$  denotes time after which a continuous fuel spray disintegrates into droplets, which is:

$$\tau_{\text{rozp}} = \frac{29 \cdot \rho_{\text{pal}} \cdot d_o}{(\rho_{\text{pow}} \cdot \Delta P)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4)$$

where:  $\Delta P = P_{\text{wtr}} - P_{\text{ot}}$  – pressure difference between the injector and in the ambient air [Pa],  $\rho_{\text{pal}}, \rho_{\text{pow}}$  – fuel and gas densities [kg/m<sup>3</sup>],  $d_o$  – injector hole diameter [m],  $t$  – time [s].

Parametry fizykochemiczne Kalibrolu przedstawiono w tab. 2 (na podst. PN-88/C-96181).

Table 2. Characteristics of the applied fuel– Kalibrol Lux [5]

Tabela 2. Charakterystyka stosowanego paliwa – Kalibrol Lux [5]

Parameters/parametry	Value/wartość
Density/gęstość @20°C	832 kg/m <sup>3</sup>
Kinematic viscosity/lepkość kinematyczna @40°C	2,60 mm <sup>2</sup> /s
Ignition point/temperatura zapłonu	88°C
Turbidity point/temperatura mętnienia	–11°C
Resistance to foaming/odporność na pienienie @25°C	80 cm <sup>3</sup> of foam

W celu określenia zasięgu czoła strugi w pierwszym etapie obliczeń odejmowano tło od każdego zdjęcia, w którym występuje struga wtryskiwanego paliwa. Następnie w sposób zautomatyzowany poszukiwano od strony prawej do lewej pikseli o luminancji większej niż 20 jednostek w celu określenia końca strugi. Znając współrzędne ustawienia wtryskiwacza oraz współrzędne końca strugi, określano zasięg strugi wtryskiwanego paliwa. W programie zastosowano dodatkowo procedurę, która w czasie obliczeń dokonywała graficznej prezentacji obliczonych wartości.

Znając zasięg czoła strugi, można było obliczyć prędkości czoła strugi przez wyznaczenie wartości parametru  $dS/dt$ .

Prędkość filmowania 10 kHz pozwala na zastosowanie maksymalnej rozdzielczości rejestrowanego obrazu wynoszącej  $512 \times 512$  pikseli. Ogniskowa kamery pozwalała w takim przypadku na zarejestrowanie strugi o maksymalnej długości  $< 120$  mm. Tak niewielka długość pozwala w niektórych punktach pomiarowych na zarejestrowanie tylko początku wtrysku (struga wtryskiwanego paliwa jest poza obszarem rejestracji podczas wtryskiwania większej dawki).

Ostatnim etapem programu było wyznaczenie kąta wierzchołkowego strugi rozpylanego paliwa (rys. 8).

Teoretyczną prędkość początkową wypływu paliwa z wtryskiwacza  $V$  określono na podstawie zależności (1).

Wynik badań eksperymentalnych skorelowano z wynikami badań modelowanych. Uwzględniając badania Hiroyasu [4], wyznaczono zasięg strugi wtryskiwanego paliwa na podstawie zależności (2) i (3),

gdzie  $\tau_{\text{rozp}}$  oznacza czas, po którym ciągła struga ciekłego paliwa rozpada się na krople i który wynosi (4),

gdzie:  $\Delta P = P_{\text{wtr}} - P_{\text{ot}}$  – różnica ciśnień we wtryskiwaczu i otoczeniu [Pa],  $\rho_{\text{pal}}, \rho_{\text{pow}}$  – gęstości paliwa i gazu [kg/m<sup>3</sup>],  $d_o$  – średnica otworka rozpylacza [m],  $t$  – czas [s].

Zasięg strugi według Hiroyasu porównano z wynikami badań Denta [2] na podstawie wzoru (5),

gdzie:  $T_{\text{pow}}$  – oznacza temperaturę powietrza.

Do wyznaczenia teoretycznego zasięgu strugi konieczna jest znajomość liczby i średnicy otworków rozpylacza. Ze względu na brak odpowiednich danych fabrycznych wyko-

The fuel spray penetration according to Hiroyasu was compared with the Dent test result [2] based on the following formula:

$$S = 3.36 \cdot \left( \frac{\Delta P}{\rho_{\text{pow}}} \right)^{0.25} \cdot (d_o t)^{0.5} \cdot \left( \frac{294}{T_{\text{pow}}} \right)^{0.25} \quad (5)$$

where:  $T_{\text{pow}}$  – denotes air temperature.

In order to determine the theoretical fuel spray penetration it is necessary to know the number of injector holes and their diameter. Due to a lack of manufacturer's technical data, microscopic photographs were taken that allowed to determine the diameters of the injector holes: 0,132 mm for the electromagnetic injector and 0,145 mm – for the piezoelectric injector, Fig. 9.

### 3. Test results analysis

The analysis of the test results has been performed in relation to the speed of fuel outflow from the injector nozzle, fuel spray penetration and vertex angle of the fuel spray. The evaluation of the initial speed of the fuel spray from the injector has been presented based on dependence (1); the obtained values are contained in Table 3.

The sequences of images of the fuel injection for the electromagnetic and piezoelectric injectors have been shown in Figs. 10a and 10b respectively. It has been observed that in the case of the piezoelectric injector the fuel spray form in the time approximately 30% shorter after the electric control pulse than it is in the case of the electromagnetic injector.

This fact is confirmed by the courses of the dependencies of the fuel spray penetration on the duration of the injection as shown in Fig. 11.

Table 3. The calculated speed of the fuel outflow from the injector for different values of the injection pressure

Tabela 3. Obliczone prędkości wypływu paliwa z wtryskiwacza dla różnych wartości ciśnienia wtrysku

No.	$P_{\text{otr}}$ [MPa]	$P_{\text{ot}}$ [MPa]	$V$ [m/s]
1.	30	0,1	187,89
2.	50		242,73
3.	70		287,28
4.	90		325,80
5.	110		360,22

The recorded images of the process of spray propagation were used to determine the dependence of its penetration on the duration of the injection. The test results performed at the pressures of 50 and 90 MPa have been presented in Figs 11 and 12. The maximum spray penetration for the electromagnetic injector at the pressure of 50 MPa and the opening time 600 ms was 87 mm (Fig. 11), and for the piezoelectric injector at the same injection parameters – 114 mm, Fig. 12. Such a large difference in the spray penetration is caused by the difference in the diameter of the injector holes. For the opening time of the injector 600 ms and the pressure in the accumulator 90 MPa, the determining of the maximum penetration was not possible because in the case

nano zdjęcia mikroskopowe, które pozwoliły na ustalenie średnic otworków wtryskowych: 0,132 mm dla wtryskiwacza elektromagnetycznego i 0,145 mm – dla piezoelektrycznego (rys. 9).

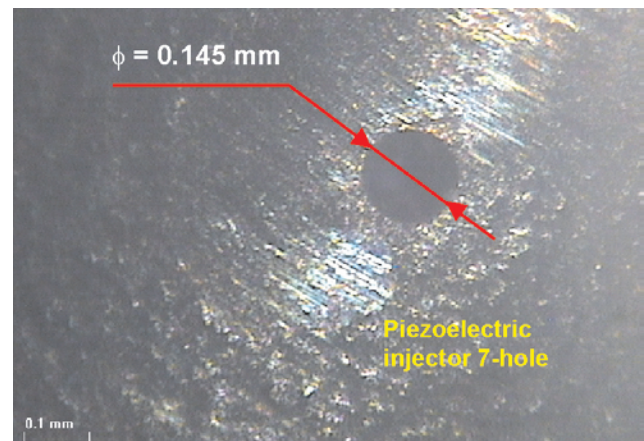
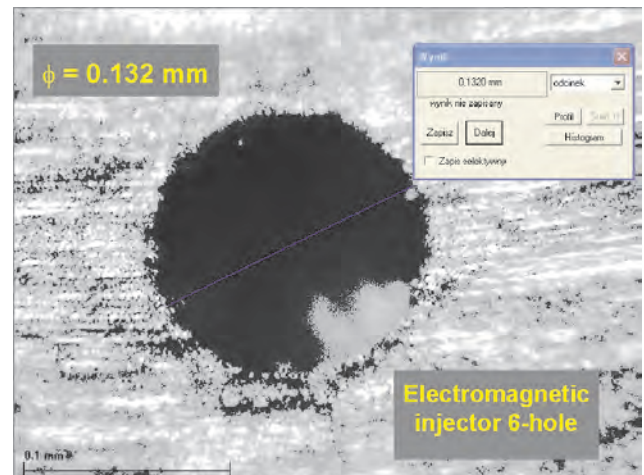


Fig. 9. Dimensions of the injector hole under investigation

Rys. 9. Wymiary otworków badanych wtryskiwaczy

### 3. Analiza wyników badań

Analizę wyników obserwacji przeprowadzono w odniesieniu do prędkości wypływu paliwa z rozpylacza, zasięgu strugi i kąta wierzchołkowego strugi wtryskiwanego paliwa. Obliczeniową ocenę prędkości początkowej wypływu paliwa z wtryskiwacza przeprowadzono na podstawie zależności (1); uzyskane wartości zawiera tabela 3.

Sekwencję obrazów wtrysku paliwa dla wtryskiwacza elektromagnetycznego oraz piezoelektrycznego przedstawiono odpowiednio na rys. 10a i 10b. Stwierdzono, że w przypadku wtryskiwacza piezoelektrycznego struga wtryskiwanego paliwa formuje się w czasie o ok. 30% krótszym po pojawieniu się elektrycznego impulsu sterującego niż w przypadku wtryskiwacza elektromagnetycznego. Potwierdzają to przebiegi zależności zasięgu strugi paliwa od czasu trwania wtrysku pokazane na rys. 11.

Zarejestrowane zdjęcia procesu rozprzestrzeniania się strugi wykorzystano do wyznaczenia zależności jej zasięgu w czasie trwania wtrysku. Wyniki badań przeprowadzonych przy ciśnieniach wtrysku 50 i 90 MPa przedstawiono na rys.

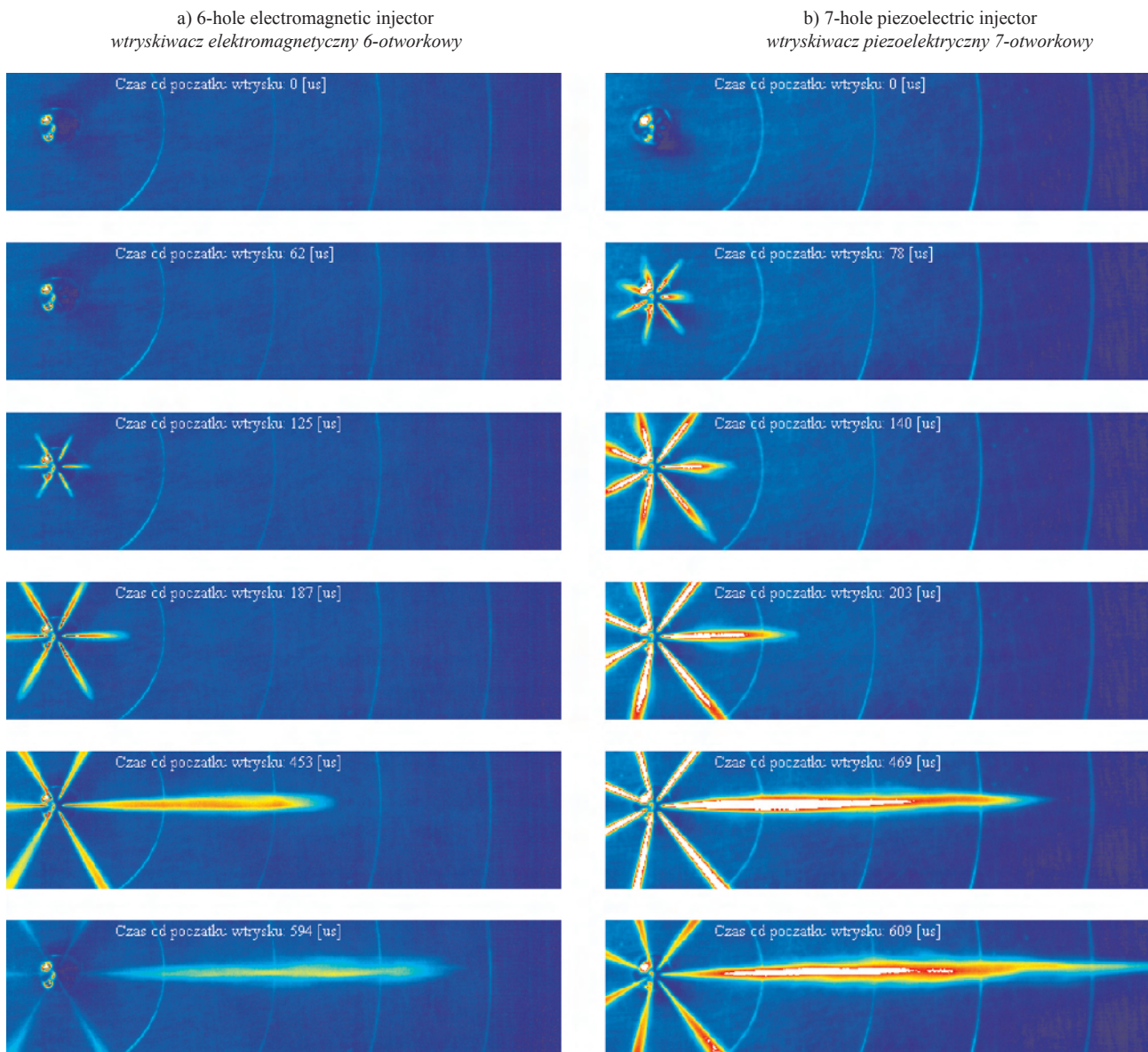


Fig. 10. The courses of the fuel injection for the electromagnetic injector a) and the piezoelectric injector b) (injection parameters  $P_{wtr} = 50$  MPa,  $t_{wtr} = 0,60$  ms, kalibrol,  $P_{ot} = 0,1$  MPa)

Rys. 10. Przebiegi wtrysku paliwa dla wtryskiwacza elektromagnetycznego a) oraz piezoelektrycznego b) (parametry wtrysku  $P_{wtr} = 50$  MPa,  $t_{wtr} = 0,60$  ms, kalibrol,  $P_{ot} = 0,1$  MPa)

of both the electromagnetic and piezoelectric injectors the fuel spray exceeded the recording area as soon as 500  $\mu$ s after the initiation of the injection.

While evaluating the penetration of the fuel spray based on the recorded observations it has been noted in both cases that the fuel spray appears approximately 100  $\mu$ s after the control injector opening pulse but its full formation takes place in the piezoelectric injector approximately 30% time sooner than it is in the case of the electromagnetic injector. In the final phase of the injection the penetration obtained for the piezoelectric injector is approximately 20 mm larger than for the electromagnetic injector, Fig. 11. Similar trends have been observed during the tests performed for the injection pressure increased from 50 to 90 MPa, Fig. 12, yet, as soon as approximately 150  $\mu$ s before the end of the injection the fuel spray left the visible area ( $S > 114$  mm).

11 i 12. Maksymalny zasięg dla wtryskiwacza elektromagnetycznego przy ciśnieniu 50 MPa i czasie otwarcia 600  $\mu$ s wynosił 87 mm (rys 11), natomiast dla wtryskiwacza piezoelektrycznego przy tych samych parametrach wtrysku – 114 mm (rys. 12). Tak duża różnica w zasięgu wtryskiwacza jest spowodowana różnicą w wielkości otworków. Dla czasu otwarcia wtryskiwacza 600  $\mu$ s i ciśnienia w zasobniku 90 MPa nie było możliwe określenie maksymalnego zasięgu, ponieważ zarówno dla wtryskiwacza elektro- i piezoelektrycznego struga wtryskiwanego paliwa wykraczała poza zasięg filmowania już po około 500  $\mu$ s od początku trwania wtrysku.

Oceniając zasięg strugi paliwa na podstawie zarejestrowanych obserwacji, stwierdzono w obu przypadkach, że struga pojawia się ok. 100  $\mu$ s po podaniu sygnału sterującego otwarciem wtryskiwaczy, lecz jej pełne uformowanie

The analysis of the outflow speed of the fuel in the initial phase of the injection indicates higher values for the piezoelectric injector, resulting from a faster growth of the cross section diameter of the fuel flow due to a quicker needle lift and different injector hole diameters  $\Delta\phi = (0,145 - 0,312) = 0,013$  mm. In the case of the piezoelectric injector a higher concentration of the fuel in the spray core was observed, which is indicated by a higher reflected light intensity recorded in the images. A lower value of the vertex angle also confirms the more compact structure.

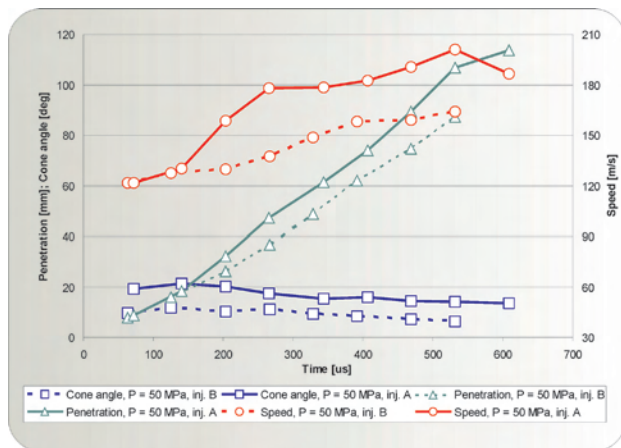


Fig. 11. The comparison of the penetration, speed of the spray front and the spray cone angles at the pressure of 50 MPa ( $t_{otw} = 600 \mu s$ ) for the injectors: 7-hole piezoelectric (A) and 6-hole electromagnetic (B)

Rys. 11. Porównanie zasięgu, prędkości czoła strugi oraz kątów stożka strugi przy ciśnieniu 50 MPa ( $t_{otw} = 600 \mu s$ ) dla wtryskiwaczy: piezoelektrycznego 7-otworkowego (A) oraz elektromagnetycznego 6-otworkowego (B)

In the case of an injection with the pressure of 50 MPa the speed of spray front propagation can be assessed at 120–180 m/s and the maximum value is reached after approximately 400–450  $\mu s$  after the onset of the injection. In the mid phase of the injection, the speed of propagation was higher for the piezoelectric injector as compared to an electromagnetic injector by approximately 30–40 m/s. In the case of an injection with the pressure of 90 MPa the speed of spray propagation was approximately 240 m/s for the piezoelectric injector and was by approximately 20 m/s higher than for the electromagnetic injector. In both cases the courses of this speed almost overlap in the initial and final phases of the injection and in the mid phase of the injection the speed is higher by approximately 30–40 m/s for the piezoelectric injector.

As for the vertex angle of the fuel spray it has been observed that it is a bit larger for the piezoelectric injector particularly in the initial injection phase. This difference, however, minimizes as the injection pressure grows.

Comparing the spray cone (Fig. 11, 12) of the electromagnetic and piezoelectric injectors for the pressure of 50 MPa and the opening duration 600  $\mu s$  we can state that they differ from each other at the beginning of the injection from 36 to 46% (up to approximately 250  $\mu s$  from the onset of the injection). In the final phase of the injection this differ-

następuje we wtryskiwaczu piezokwarcowym ok. 30% czasu wcześniej niż we wtryskiwaczu elektromagnetycznym. W końcowej fazie wtrysku zasięg uzyskiwany dla wtryskiwacza piezoelektrycznego jest o ok. 20 mm większy niż dla wtryskiwacza elektromagnetycznego (rys. 11). Podobne tendencje zaobserwowano podczas badań przeprowadzonych dla ciśnienia wtrysku zwiększonego z 50 do 90 MPa (rys. 12), jednak już ok. 150  $\mu s$  przed końcem wtryskiwania struga wykroczyła poza obszar obserwacji ( $S > 114$  mm).

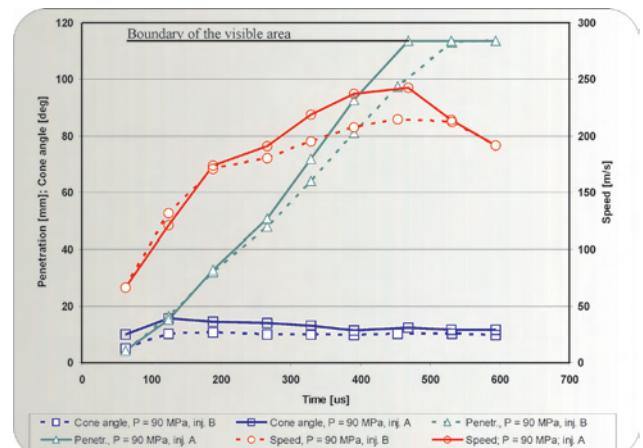


Fig. 12. Penetration, speed of the spray front and the spray cone angle at 90 MPa ( $t_{otw} = 600 \mu s$ ) for the injectors: 7-hole piezoelectric (A) and 6-hole electromagnetic (B)

Rys. 12. Zasięg, prędkość czoła strugi oraz kąt stożka strugi przy ciśnieniu 90 MPa ( $t_{otw} = 600 \mu s$ ) dla wtryskiwaczy: piezoelektrycznego 7-otworkowego (A) oraz elektromagnetycznego 6-otworkowego (B)

Analiza prędkości wypływu paliwa w początkowej fazie wtrysku wskazuje na większe wartości uzyskane dla wtryskiwacza piezoelektrycznego wynikające z szybszego zwiększania się przekroju przepływu paliwa związanego z szybszym unoszeniem się iglicy wtryskiwacza i różnicy średnicy otworków  $\Delta\phi = (0,145 - 0,312) = 0,013$  mm. W odniesieniu do wtryskiwacza piezoelektrycznego stwierdzono także większą koncentrację paliwa w rdzeniu strugi, na co wskazuje większa intensywność światła odbitego zarejestrowana na zdjęciach. O bardziej zwartej strukturze strugi świadczy także mniejsza wartość kąta wierzchołkowego.

Przy wtrysku z ciśnieniem 50 MPa prędkość przemieszczania się czoła strugi można ocenić na 120–180 m/s, a wartość maksymalna osiągnięta była po ok. 400–450  $\mu s$  po początku wtrysku. W środkowej fazie wtrysku prędkość rozprzestrzeniania się strugi była większa dla wtryskiwacza piezoelektrycznego niż wtryskiwacza elektromagnetycznego o ok. 30–40 m/s. Przy wtrysku z ciśnieniem 90 MPa prędkość rozprzestrzeniania się strugi paliwa wyniosła ok. 240 m/s dla wtryskiwacza piezoelektrycznego i była większa o ok. 20 m/s niż dla wtryskiwacza elektromagnetycznego. W obu przypadkach przebiegi tej prędkości prawie się pokrywają w początkowej i końcowej fazie wtrysku, a w fazie środkowej prędkość ta jest większa o ok. 30–40 m/s dla wtryskiwacza piezoelektrycznego.

ence amounts to 56%. The speed of the spray front for both injectors in the initial phase of the injection is similar and in the final injection phase differs by 18%. For the pressure of 90 MPa and time 600  $\mu\text{s}$  we can carry out a comparison only until 450  $\mu\text{s}$  from the onset of the injection because, after that time the spray front leaves the recording range, determining of the speed is not possible. At such injection pressure parameters it has been observed that the angle for both injectors differs slightly and its variations amount to approximately 2%. The speed of both sprays (similarly to the pressure of 50 MPa) in the initial phase of the injection is identical and the maximum difference (in the injection time between 300-500  $\mu\text{s}$ ) is 12%.

The results of the analysis of the observations from both measurement series have been compared with the results of the calculations based on the Hiroyasu (formulas 2–4) and Dent (formula 5) models. These models are much different from the obtained results for the values of the maximum spray penetration, particularly for the pressure of 90 MPa, Fig. 13 and 14.

Comparing the results of the calculations with the results of the tests we can observe that the spray penetration values are convergent from the onset of the injection until approximately 200  $\mu\text{s}$ , i.e. 1/3 of the duration of the injection for the injection pressure of 50 MPa, and until approximately 300  $\mu\text{s}$  (1/2 of the duration) for the pressure of 90 MPa. As the results show, at the end of the injection there is a higher spray penetration than the values obtained in the calculations based on both the Hiroyasu and Dent models. The Dent model renders higher

W odniesieniu do kąta wierzchołkowego strugi paliwa stwierdzono, że jest on nieco większy dla wtryskiwacza piezoelektrycznego, szczególnie w pierwszym okresie trwania wtrysku. Różnica ta jednak zmniejsza się po zwiększeniu ciśnienia wtrysku.

Porównując kąt stożka strugi (rys. 11, 12) dla wtryskiwacza elektro- i piezoelektrycznego dla ciśnienia 50 MPa i czasu otwarcia 600  $\mu\text{s}$ , można stwierdzić, że różnią się od siebie na początku wtrysku od 36 do 46% (do około 250  $\mu\text{s}$  od początku wtrysku). W końcowej fazie wtrysku różnica ta wynosi około 56%. Natomiast prędkość czoła strugi dla obu wtryskiwaczy w początkowej fazie wtrysku jest zbliżona, a w końcowej fazie wtrysku różni się o 18%. Dla ciśnienia 90 MPa i czasu 600  $\mu\text{s}$  porównania możemy dokonywać tylko do około 450  $\mu\text{s}$  do początku wtrysku, gdyż po tym czasie zasięg strugi wykracza poza zakres filmowania – określenie prędkości nie jest możliwe. Przy takich parametrach ciśnienia wtrysku paliwa stwierdzono, że kąt dla obu wtryskiwaczy różni się nieznacznie, a jego wahania wynoszą około 2%. Prędkość obu strug (podobnie jak przy ciśnieniu 50 MPa) w początkowej fazie wtrysku jest taka sama, a maksymalna różnica (w czasie wtrysku między 300–500  $\mu\text{s}$ ) wynosi 12%.

Wyniki analizy obserwacji z obu serii pomiarowych porównano z wynikami obliczeń uzyskanymi na podstawie modeli Hiroyasu – wzory (2)–(4) i Denta – wzór (5). Modele te znacząco odbiegają od uzyskanych wyników dla wartości maksymalnego zasięgu, szczególnie dla ciśnienia 90 MPa (rys. 13 i 14).

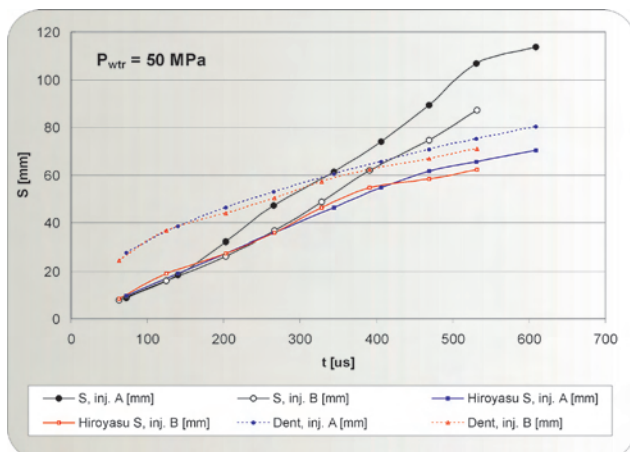


Fig. 13. Calculated and empirical values of the spray front penetration at the pressure of 50 MPa ( $t_{\text{otw}} = 600 \mu\text{s}$ ) for the piezoelectric 7-hole injector (A) and electromagnetic 6-hole injector (B)

Rys. 13. Obliczone i empiryczne wartości zasięgu czoła strugi przy ciśnieniu 50 MPa ( $t_{\text{otw}} = 600 \mu\text{s}$ ) dla wtryskiwaczy: piezoelektrycznego 7-otworkowego (A) oraz elektromagnetycznego 6-otworkowego (B)

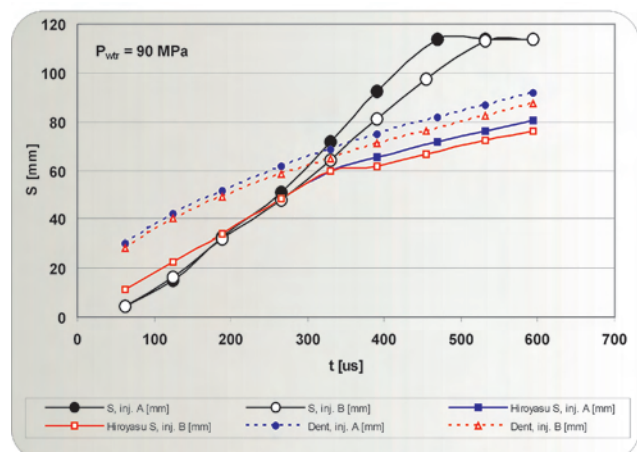


Fig. 14. Calculated and empirical values of the spray front penetration at the pressure of 90 MPa ( $t_{\text{otw}} = 600 \mu\text{s}$ ) for the piezoelectric 7-hole injector (A) and electromagnetic 6-hole injector (B)

Rys. 14. Obliczone i empiryczne zasięgi czoła strugi przy ciśnieniu 90 MPa ( $t_{\text{otw}} = 600 \mu\text{s}$ ) dla wtryskiwaczy: piezoelektrycznego 7-otworkowego (A) oraz elektromagnetycznego 6-otworkowego (B)

spray penetration values than the Hiroyasu model and at the end of the injection there is a smaller difference against the test results. It is worth mentioning that until approximately half of the injection time the Dent model renders higher values than the experimental ones, then the situation reverses. Both models show lower sensitivity to the injection pressure than it would result from the experiments.

Porównując wyniki obliczeń z wynikami badań można stwierdzić, że wartości zasięgu strugi są zbliżone od początku wtrysku do ok. 200  $\mu\text{s}$ , czyli ok. 1/3 czasu trwania wtrysku w przypadku ciśnienia wtrysku 50 MPa, oraz do ok. 300  $\mu\text{s}$  (ok. 1/2 czasu trwania) w przypadku ciśnienia 90 MPa. Pod koniec trwania wtrysku wyniki badań wskazują na większy zasięg strugi niż wartości uzyskane z obliczeń zarówno w

## 5. Conclusions

Based on the conducted investigations it has been observed that:

1. The here presented Hiroyasu and Dent models are fit for larger diameters of the injector holes (above 0,2 mm in diameter); this is also confirmed in other investigations [2, 3, 4]. As far as the fuel spray penetration is concerned the models show smaller penetration values than it results from the experiments.
2. The speed of propagation of the fuel spray front is higher for the piezoelectric injector; its maximum value reaches approximately 200 m/s for the injection pressure of 50 MPa and approximately 250 m/s for the injection pressure of 90 MPa; in both cases the values are lower than those obtained in the calculations.
3. Including the backpressure in the test stand investigations leads to a better convergence of the empirical models and the experimental values.
4. Conducting the calculations and the analysis at the injection pressure above 70 MPa and the injection time 600  $\mu$ s was not possible on the available test stand during the investigations because the fuel spray leaves the visible area during the injection due to a lack of the possibility of measurement under conditions of elevated backpressure; investigations in this matter shall be continued and updated in the future.

## Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CR	common rail/system wtrysku zasobnikowego
HSS	High Speed Star/kamera do szybkich zdjęć firmy LaVision
$P_{wtr}$	fuel injection pressure/ciśnienie wtrysku paliwa
$P_{ot}$	ambient pressure/ciśnienie otoczenia
S	spray penetration/zasięg strugi
$t_{wtr}$	injection timing/czas wtrysku paliwa

Mr. Krzysztof Wisłocki, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [krzysztof.wislocki@put.poznan.pl](mailto:krzysztof.wislocki@put.poznan.pl)



Mr. Ireneusz Pielecha, DEng. – doctor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Dr inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [ireneusz.pielecha@put.poznan.pl](mailto:ireneusz.pielecha@put.poznan.pl)



oparciu o model Hiroyasu, jak i Denta. Model Denta daje jednak większe wartości zasięgu strugi niż model Hiroyasu, a pod koniec wtrysku występuje mniejsza różnica w stosunku do wyników badań. Warto zauważyć, że do ok. połowy trwania wtrysku model Denta dostarcza wartości większe od wartości eksperymentalnych, później – odwrotnie. Oba modele wykazują przy tym mniejszą wrażliwość na ciśnienie wtrysku niż wynikałoby to z badań eksperymentalnych.

## 4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że:

1. Przedstawiane w artykule modele Hiroyasu i Denta są dostosowane do większych średnic otworków wtryskiwacza (powyżej 0,2 mm średnicy); wynika to również z innych badań [2, 3, 4]. W odniesieniu do przeprowadzonych badań zasięgu strugi paliwa modele te wykazują mniejszy zasięg strugi niż wynika on z badań eksperymentalnych.
2. Prędkość rozprzestrzeniania się czoła strugi wtryskiwanego paliwa jest większa dla wtryskiwacza piezoelektrycznego; jej maksymalna wartość osiąga ok. 200 m/s w przypadku ciśnienia wtrysku 50 MPa oraz ok. 250 m/s w przypadku ciśnienia wtrysku 90 MPa; w obu przypadkach wartości te są mniejsze od uzyskanych z obliczeń.
3. Uwzględnienie przeciwcisnienia w badaniach stanowiskowych prowadzi do lepszej zbieżności modeli empirycznych i wartości eksperymentalnych.
4. Prowadzenie obliczeń oraz analizy przy ciśnieniu wtrysku powyżej 70 MPa i czasie wtrysku powyżej 600  $\mu$ s nie było możliwe na posiadanym stanowisku badawczym, gdyż struga w czasie trwania wtrysku wychodzi poza obszar obserwacji ze względu na brak możliwości pomiarów w warunkach zwiększonego przeciwcisnienia; badania w tym zakresie będą uzupełnione w przyszłości.

*Paper reviewed*

## Bibliography/Literatura

- [1] DaVis 7.2 Software Manual, LaVision, Göttingen 2009.
- [2] Dent J.C.: A basic-comparisons of various experimental method for studying spray penetration. SAE Technical Paper 710571.
- [3] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co. 1988
- [4] Hiroyasu, H., Arai, M.: Structures of fuel spray in diesel engines, SAE Technical Paper 900475.
- [5] Karta charakterystyki substancji niebezpiecznej – olej Kalibrol Lux, [www.orlenoil.pl](http://www.orlenoil.pl)
- [6] [www.lavision.de](http://www.lavision.de)

Mr. Jakub Czajka, MSc, MEng. – postgraduate in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

*Mgr inż. Jakub Czajka – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.*

e-mail: [jakubczajka@o2.pl](mailto:jakubczajka@o2.pl)



## Emission tests of the AI-14RA aircraft engine under real operating conditions of PZL-104 'Wilga' plane

*Due to a rapid development of air transportation there is a need for the assessment of real environmental risk related to the aircraft operation. The main environmental perils are the toxic exhaust emissions. The paper presents the results of the emission tests of a small airplane engine under real operating conditions.*

Key words: *emission, small aircraft engine, measurements under real operating conditions*

### Pomiary emisji spalin z lotniczego silnika AI-14RA w rzeczywistych warunkach eksploatacji samolotu PZL-104 Wilga

*Z uwagi na gwałtowny rozwój komunikacji lotniczej istnieje potrzeba oceny realnej emisji związków szkodliwych związanej z eksploatacją statków powietrznych. Głównymi zagrożeniami dla środowiska naturalnego są produkty niecałkowitego i niepełnego spalania zawarte w spalinach. W artykule przedstawiono rezultaty badań emisji spalin silnika małego samolotu w rzeczywistych warunkach lotu.*

Słowa kluczowe: *emisja, silnik małego samolotu, pomiary w rzeczywistych warunkach lotu*

#### 1. Introduction

One of the factors stimulating the technology advancement in all the branches of industry is the necessity to restrict its negative impact on the natural environment. The application of advanced technologies and their further development forces a constant verification of the operating conditions of machines and their impact on the living organisms. Transport is one of the most dynamically advancing branch of economy and its changes are strictly related to the world's economic development. The development of means of transportation is aimed at a reduction of the toxic emissions during operation of all kinds of motor vehicles.

The emission of carbon monoxide and particulate matter is still a serious threat – constituting an obstacle in the development of combustion engines. The applicable regulations related to the influence of the air transportation on the environment introduced by EPA (*Environmental Protection Agency*), ICAO (*International Civil Aviation Organization*) contained in JAR 34 (*Joint Aviation Requirements*), FAR 34 (*Fuel Venting and Exhaust Emission Requirements for Turbine Engine Powered Airplanes*), mostly pertain to the emission of noise and toxic compounds,  $\text{NO}_x$  in particular. They refer to jet engines and have stationary test procedures depending on the engine operating conditions. The said standards do not include aviation piston engines.

Due to the differences in the combustion processes between piston and jet engines it should be assumed that the toxic emissions of a piston combustion engine will be higher than those of a jet engine. A considerable growth in the number of *general aviation* class aircraft may contribute to an increase in the emissions from piston aviation engines, which may pose a threat to the natural environment. The emission of  $\text{NO}_x$  in the upper parts of the atmosphere is particularly disadvantageous as it fosters the greenhouse effect.

#### 1. Wprowadzenie

Rozwój techniki i technologii we wszystkich dziedzinach przemysłu powoduje konieczność ograniczania jego negatywnego wpływu na środowisko naturalne. Stosowanie zaawansowanych technologii i ich ciągły rozwój zmuszają do ustawicznej weryfikacji istniejących warunków pracy maszyn i urządzeń oraz ich oddziaływania również na organizmy żywe.

Transport jest zaliczany do bardzo dynamicznie rozwijającej się dziedziny gospodarki, a jego zmiany pozostają w bezpośredniej relacji z rozwojem gospodarczym świata. Rozwój środków transportu jest ukierunkowany przede wszystkim na ograniczanie emisji szkodliwych składników spalin emitowanych podczas eksploatacji wszelkiego rodzaju pojazdów silnikowych.

Nadal poważnym zagrożeniem jest emisja dwutlenku węgla oraz cząstek stałych – stanowiące barierę rozwoju współczesnych silników spalinowych. Obecne przepisy dotyczące wpływu środków transportu lotniczego na środowisko wprowadzone przez EPA (*Environmental Protection Agency* – Agencja Ochrony Środowiska), ICAO (*International Civil Aviation Organization* – Organizacja Międzynarodowego Lotnictwa Cywilnego), zawarte w JAR 34 (*Joint Aviation Requirements* – przepisy określające normy emisji spalin), FAR 34 (*Fuel Venting and Exhaust Emission Requirements for Turbine Engine Powered Airplanes* – przepisy określające normy emisji spalin), dotyczą głównie emisji hałasu i związków szkodliwych spalin ze szczególnym uwzględnieniem tlenków azotu. Dotyczą one silników przepływowych i zawierają procedury testów stacjonarnych, w zależności od warunków pracy silnika. Przywołane normy nie dotyczą lotniczych silników tłokowych.

Ze względu na odmienną proces spalania realizowanego w silniku tłokowym od procesu spalania w silniku turbinowym należy spodziewać się, że emisja związków szkodliwych spa-

The current level of technology advancement related to the measurement of the toxic emissions enables testing means of transportation under real operating conditions [1–7]. Such investigations allow the determining of the emissions of individual toxic compounds under real traffic conditions. They also allow an assessment of the operating specificity of a means of transportation in terms of time density of engine loads. Such information allows a determining of the operating states of the powertrain along with their share in the total engine operating time. Such information may then be juxtaposed to the stationary testing procedures which, in the future, may facilitate the optimization of the operating points of engines operated in transportation.

The possibilities of using portable measurement systems are of particular importance in the investigations of small aircraft under real operating conditions. The gross payload of the plane and the cargo space is decisive here – the minimization of the testing equipment is an advantage in the case of portable systems.

## 2. The object of the research

The investigations of the exhaust emissions of a small plane were carried out on PZL-104 Wilga (Fig. 1) fitted with an engine AI-14RA (Fig. 2).



Fig. 1. PZL-104 Wilga  
Rys. 1. PZL-104 Wilga

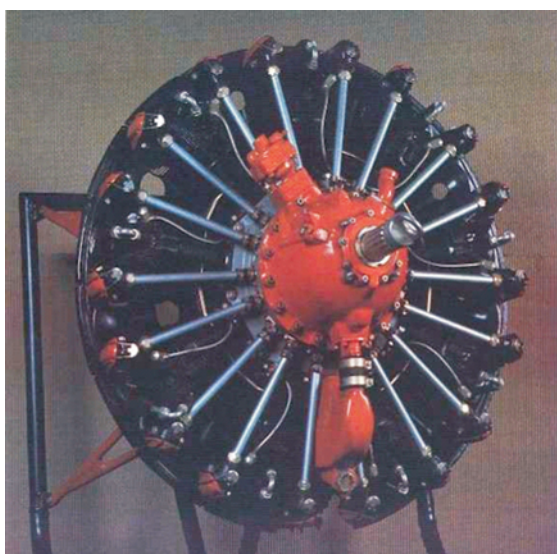


Fig. 2. Engine AI-14RA [10]  
Rys. 2. Silnik AI-14RA [10]

lin silnika tłokowego będzie większa niż silnika turbinowego. Znaczny wzrost liczby użytkowanych samolotów klasy *general aviation* może przyczynić się do zwiększenia emisji spalin z tłokowych silników lotniczych, co może stanowić zagrożenie dla środowiska naturalnego. Szczególnej uwagi wymaga emisja tlenków azotu w wyższych partiach atmosfery, która skutkuje zwiększeniem efektu cieplarnianego.

Obecny poziom techniki pomiarowej związanej z badaniem emisji związków szkodliwych spalin umożliwia realizację badań środków transportu w rzeczywistych warunkach eksploatacji [1–7]. Badania tego typu pozwalają określić poziom wartości emisji poszczególnych związków szkodliwych spalin w rzeczywistych warunkach ruchu. Ponadto umożliwiają ocenę specyfiki eksploatacyjnej środka transportu pod względem czasowego obciążenia silnika. Informacje te pozwalają na wyznaczenie stanów eksploatacyjnych zespołu napędowego wraz z ich udziałem w całkowitym czasie eksploatacji. Mogą być również odniesione do procedur testów stacjonarnych, co w przyszłości może umożliwić optymalizację punktów pracy silników eksploatowanych w różnych środkach transportu.

Możliwość wykorzystania mobilnej aparatury badawczej nabierają szczególnego znaczenia w badaniach małych samolotów w warunkach rzeczywistej eksploatacji. Decydujące znaczenie ma tu dopuszczalna masa ładunku, jaki samolot może unieść oraz przestrzeń ładunkowa; wtedy minimalizacja urządzeń pomiarowych jest istotną zaletą.

## 2. Obiekt badawczy

Badania emisji związków szkodliwych zawartych w spalinach silnikowych małego samolotu wykonano z wykorzystaniem samolotu PZL-104 Wilga (rys. 1) z silnikiem AI-14RA (rys. 2).

Ze względu na powtarzalność badań istotną rolę odgrywają przede wszystkim predyspozycje i styl lotu pilota, a także parametry samolotu. Parametry samolotu PZL-104 Wilga zestawiono w tab. 1.

Table 1. Technical data PZL-104 Wilga [11]

Tabela 1. Dane techniczne PZL-104 Wilga [11]

Version/wersja	PZL-104 Wilga 35
Wing span/rozpiętość	11,12 m
Length/długość	8,10 m
Height/wysokość	2,94 m
Wing area/powierzchnia nośna	15,50 m <sup>2</sup>
Kerb weight/masa własna	900 kg
Payload/masa użyteczna	400 kg
Gross weight/masa całkowita	1300 kg
Engine/silnik	PZL AI-14RA (194 kW)
Fuel capacity/zapas paliwa	195 dm <sup>3</sup>
Maximum speed/prędkość maksymalna	200 km/h
Cruising speed/prędkość przelotowa	157 km/h
Minimum speed/prędkość minimalna	68 km/h
Climb speed/prędkość wznoszenia	5 m/s
Maximum altitude/pulap	4000 m
Range/zasięg	680 m

Due to the repeatability of the test results important are the pilot's predispositions and piloting style as well as the parameters of the plane. The plane parameters (PZL-104 Wilga) have been shown in table 1.

The design of an aviation engine, its technology level and workmanship and, most importantly, its condition play a very important role in the aircraft emission tests. The tested plane PZL-104 Wilga was fitted with a 10.16 dm<sup>3</sup> 9 cylinder star spark ignition air cooled piston engine AI-14RA. The engine was fitted with a single speed mechanically driven radial blower. The drive of the propeller W530-D11 was based on a planetary transmission of a gear ratio 0.787:1.

For the purpose of the emission tests the exhaust system of the plane was extended by 3 m. This allowed the measurement of the emissions at a spot that ensured a proper fitting of the measuring sensor (Fig. 3). Such a long distance was needed to lower the temperature of the exhaust gases – because of a very short original exhaust system the exhaust gas temperature reaches approximately 1300 K.



Fig. 3. Location of the measuring sensor

Rys. 3. Miejsce zamocowania sondy poboru spalin

### 3. Measurement equipment

The aim of the performed tests was the evaluation of the toxic emissions under real operating conditions of the aircraft. This task required the application of two measuring systems. The first – exhaust gas analyzer TESTO 360 (Fig. 4) – was used for the measurement of the toxic compound concentration in the exhaust (the analyzer measuring data have been shown in tab. 3). The other system – data acquisition system LogBook 360 along with the analog input module DBK 214 (Fig. 5) by IOtech – was used to record the basic operating parameters of the engine i.e. pressure, ambient temperature, ambient humidity, exhaust gas temperature at its uptake point as well as the parameters related to the flow of the exhaust gases.

The measuring parameters of TESTO 360 enable recording of the measurements of the toxic compound concentration with the frequency of

Duże znaczenie podczas pomiarów emisji związków szkodliwych spalin ze statków powietrznych ma konstrukcja silnika, jego poziom technologiczny i standard wykonania, a przede wszystkim stan eksploatacyjny. Wykorzystany do badań samolot PZL-104 Wilga był napędzany silnikiem tłokowym o zapłonie iskrowym AI-14RA, 9-cylindrowym o układzie cylindrów jednorzędowej gwiazdy, o pojemności skokowej 10,16 dm<sup>3</sup>, chłodzony powietrzem. Silnik był wyposażony w dmuchawę promieniową, jednobiegową napędzaną mechanicznie. Napęd śmigła W530-D11 był realizowany przez przekładnię planetarną o przełożeniu 0,787:1.

Na potrzeby pomiarów emisji związków szkodliwych spalin dokonano przedłużenia układu wylotowego o 3 m. Dzięki temu pomiar emisji związków szkodliwych znajdował się w miejscu pozwalającym na poprawny montaż sondy pomiarowej (rys. 3). Tak znaczna odległość była uwarunkowana również obniżeniem temperatury spalin – ze względu na bardzo krótki układ wylotowy osiąga ona bezpośrednio za silnikiem wartość około 1300 K.

### 3. Aparatura pomiarowa

Celem przeprowadzonych badań była ocena emisji związków szkodliwych spalin podczas rzeczywistych warunków eksploatacyjnych samolotu. Zadanie to wymagało zastosowania dwóch systemów pomiarowych. Pierwszy – analizator spalin TESTO 360 (rys. 4) – wykorzystano do pomiaru stężenia związków szkodliwych w spalinach silnikowych (możliwości pomiarowe analizatora przedstawiono w tab. 2). Drugi – system akwizycji danych LogBook 360 wraz z modułem wejść analogowych DBK 214 (rys. 5) firmy IOtech – użyto do rejestracji podstawowych parametrów eksploatacyjnych silnika, m.in. ciśnienia i temperatury otoczenia, wilgotności powietrza, temperatury spalin w punkcie ich poboru oraz parametrów związanych z przepływem spalin.

Analizator TESTO 360 pozwala na rejestrację wyników pomiarów stężeń związków szkodliwych zawartych w spalinach z częstotliwością 0,25 Hz. Z tego względu pomiary pozostałych parametrów – z wykorzystaniem systemu akwizycji danych LogBook 360 – rejestrowano z taką samą częstotliwością. Dodatkowo system akwizycji wyposażono w odbiornik GPS 18x firmy Garmin (rys. 6), co umożliwiło rejestrację parametrów położenia samolotu w przestrzeni

Table 2. TESTO 360 measuring parameters

Tabela 2. Możliwości pomiarowe analizatora TESTO 360

Measured quantity/ wielkość mierzona	Measurement range/ zakres pomiaru	Measurement error/ błąd pomiaru
CO	0–10 000 ppm	below 2.0% of the range/ poniżej 2% zakresu
CO <sub>2</sub>	0–25% obj.	below 1.5% of the range/ poniżej 1,5% zakresu
HC	0–2.5% obj.	below 10% of the range/ poniżej 10% zakresu
NO <sub>x</sub>	0–3500 ppm	below 3.8% of the range/ poniżej 3,8% zakresu
SO <sub>2</sub>	0–5000 ppm	below 2.5% of the range/ poniżej 2,5% zakresu
O <sub>2</sub>	0–21% obj.	below 1.2% of the range/ poniżej 1,2% zakresu
Exhaust gas temperature/ temp. spalin	20–800°C	4°C

0.25 Hz. Hence, the measurements of the other parameters—with the use of the data acquisition system LogBook 360



Fig. 4. Exhaust gas analyzer TESTO 360

Rys. 4. Analizator spalin TESTO 360

— were recorded with the same frequency. Additionally, the data acquisition system was fitted with a GPS transceiver 18x by Garmin (Fig. 6), which enabled the recording of the plane position parameters in a 3-dimensional space. Based on the recorded position parameters the plane trajectory was determined.

#### 4. Test results

The measurement of the toxic emissions from the AI-14-RA engine fitted in the aircraft PZL-104 Wilga was carried out from taxi until landing. In a standard type of flight we can distinguish several phases. These are: taxi, takeoff, climb, steady flight, approach to landing, landing taxi to apron. Depending on the performed task the time share of the individual phases in the whole flight differs. Most frequently the taxi and takeoff as well as approach to landing do not have a large share in the whole flight. Nevertheless the scope of the investigations comprised all these mentioned phases.

The route was set from the Airstrip of Aeroklub Poznański (Poznań Aeroclub) in Ligowiec near Kobylnica and the town of Wągrowiec of a distance of 45 km from the airstrip. Thus, the total flight distance amounted to approximately 90 km. The actual trajectory was determined based on the recorded parameters of the GPS transceiver (Fig. 7).

During the flight the concentrations of the toxic compounds in the exhaust were recorded with the use of the TESTO 360 analyzer. Due to the exceeded maximum values of the measuring range of the analyzer the measurement of the hydrocarbon and CO was not possible. Hence, only the concentrations of the  $\text{NO}_x$  and  $\text{SO}_2$  were measured, which enabled determining their correlation with the cruising altitude, engine speed and exhaust temperature at its uptake (Fig. 8). The shown courses enable a detailed determining of the individual phases of the flight.

trójwymiarowej. Na podstawie zarejestrowanych parametrów położenia określano trajektorię lotu samolotu.



Fig. 5. Data Acquisition system LogBook 360 together with the analog input module DBK 214 [9]

Rys. 5. System akwizycji danych LogBook 360 wraz z modulem wejść analogowych DBK 214 [9]



Fig. 6. GPS transceiver 18x by Garmin [8]

Rys. 6. Odbiornik GPS 18x firmy Garmin [8]

#### 4. Wyniki badań

Pomiaru emisji związków szkodliwych zawartych w spalinach silnika AI-14RA podczas lotu samolotem PZL-104 Wilga dokonano od rozpoczęcia kołowania na miejsce startu samolotu do wylądowania. W standardowym przebiegu lotu można wyszczególnić kilka faz: kołowanie na start, start, wznoszenie, ustalona faza lotu, podejście do lądowania, lądowanie oraz kołowanie na miejsce postoju. W zależności od wykonywanego zadania różny jest udział czasowy poszczególnych fazy w całkowitym przebiegu lotu. Najczęściej faza kołowania i startu oraz podejścia do lądowania i lądowania wraz z kołowaniem na miejsce postoju nie stanowią dużego udziału w całkowitym czasie lotu. Niemniej jednak zakres badań obejmował wszystkie wymienione wcześniej fazy.

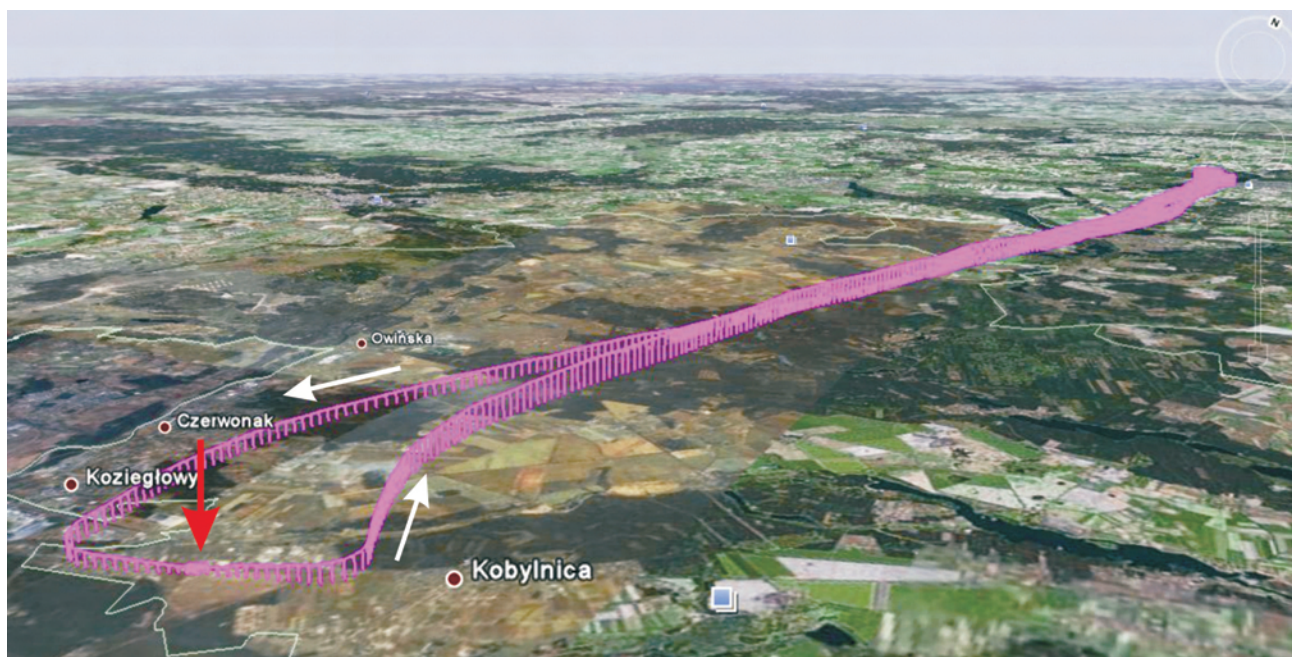


Fig. 7. Flight trajectory during the testing (red arrow takeoff spot, white arrow – flight direction)

Rys. 7. Trajektoria lotu podczas badań (strzałka czerwona – miejsce startu, strzałka biała – kierunek lotu)

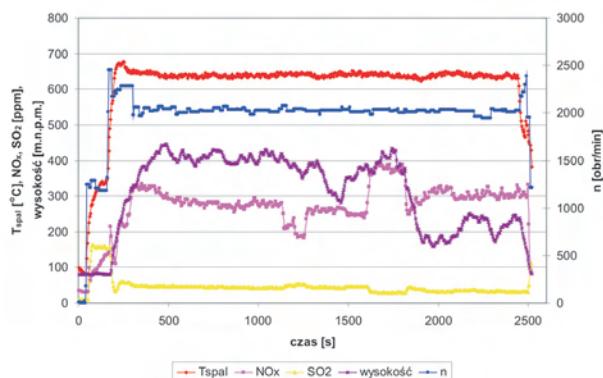


Fig. 8. The course of the values of selected flight parameters

Rys. 8. Przebiegi wartości wybranych parametrów w czasie lotu

The visualization of the distribution of the  $\text{NO}_x$  and  $\text{SO}_2$  concentration in the takeoff and landing phases have been shown in Figs. 9 and 10. The obtained results indicate a tight correlation of the engine speed with the changes in the exhaust temperature values and the  $\text{NO}_x$  concentration. This dependency is related to a fixed setting of the rotor blade generating the effect of the engine load. While analyzing the changes in the instantaneous  $\text{SO}_2$  emission we need to take into account that it is a consequence of combustion of aviation fuel that contain sulfur compounds. We can thus assume that the values of instantaneous concentration of  $\text{SO}_2$  will reflect the instantaneous fuel consumption, which depends on the engine load and air fuel mixture composition.

Trasę lotu ustalono na odcinku między lotniskiem Aeroklubu Poznańskiego w miejscowości Ligowiec koło Kobylnicy, a miejscowością Wągrowiec, oddaloną o około 45 km od punktu startowego. W związku z tym łączny dystans lotu wynosił około 90 km. Rzeczywistą trajektorię lotu wyznaczono na podstawie rejestrowanych parametrów odbiornika GPS podczas lotu (rys. 7).

Podczas lotu rejestrowano wartości stężeń związków szkodliwych zawartych w spalinach silnikowych z wykorzystaniem analizatora TESTO 360. Z powodu przekroczonych wartości maksymalnych zakresu pomiarowego analizatora nie była możliwa ocena wartości stężenia węglowodorów oraz tlenu węgla. W związku z tym wykonano pomiary stężenia tlenków azotu oraz dwutlenku siarki, co pozwoliło na opracowanie ich wzajemnych korelacji z wysokością lotu i prędkością obrotową silnika oraz temperaturą spalin w miejscu ich poboru (rys. 8). Uwidocznione przebiegi pozwalają na dokładne określenie poszczególnych faz lotu samolotu.

Wizualizację rozkładu stężenia tlenków azotu i dwutlenku siarki w fazach startu i lądowania oraz nawrotu przedstawiono na rys. 9 i 10. Uzyskane wyniki wykazują ścisłą korelację prędkości obrotowej silnika ze zmianami wartości temperatury spalin oraz stężeniem tlenków azotu. Zależność ta jest uwarunkowana stałym ustawieniem skoku śmigła, którego efektem jest obciążenie silnika. Analizując zmiany wartości chwilowej emisji dwutlenku siarki, należy wziąć pod uwagę to, że jest on konsekwencją spalania paliwa lotniczego, które zawiera związki siarki. Można zatem wnioskować, iż wartości chwilowego stężenia dwutlenku siarki dobrze odzwierciedlają chwilowe zużycie paliwa, co w efekcie jest zależne od obciążenia silnika i składu mieszanki paliwowo-powietrznej.

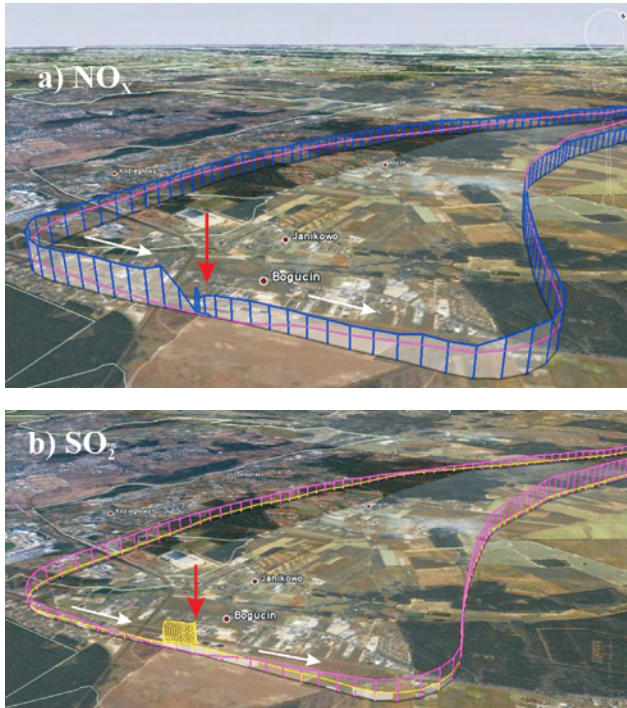


Fig. 9. Instantaneous values of concentrations of selected compounds against the plane trajectory (takeoff and landing); a)  $\text{NO}_x$  concentration, b)  $\text{SO}_2$  concentration, (red arrow takeoff spot, white arrow – flight direction)

Rys. 9. Chwilowe wartości stężenia wybranych związków na tle trasy lotu (start i lądowanie); a) stężenie tlenków azotu, b) stężenie dwutlenku siarki, (strzałka czerwona – miejsce startu, strzałka biała – kierunek lotu)

In Figure 9 we can distinguish the takeoff, climb and landing phases; in these phases the highest engine load occurs. Also in these same phases the engine is fuelled with a rich air fuel mixture in order to boost the certainty of proper mixture firing. Rich mixture, due to a low excess air coefficient, contributes to the lowering of the maximum combustion temperature. This results in a relatively low value of  $\text{NO}_x$  (approximately 200 ppm) and a significantly high concentration of  $\text{SO}_2$  (approximately 170 ppm). The recorded exhaust gas temperature was approximately 600 K.

In the steady phase of the flight the value of the exhaust gas temperature amounts to approximately 900 K and the concentrations of the individual toxic compounds stabilize and are approx. 300 ppm for  $\text{NO}_x$  and 50 ppm for  $\text{SO}_2$ . The steady character of the concentrations of the toxic compounds does not change during the return phase (Fig. 10). In all the flight phases the values of the hydrocarbons and CO concentration exceeded the maximum measuring capacity of the analyzer. These values according to the manufacturer specifications are: for HC – 2.5% vol., for CO – 10 000 ppm. It needs to be stated that the emission of these compounds is not determined but is higher than the maximum range of the analyzer.

## 5. Conclusions

The performed tests and the analysis of the obtained results confirm how significantly impactful many flight

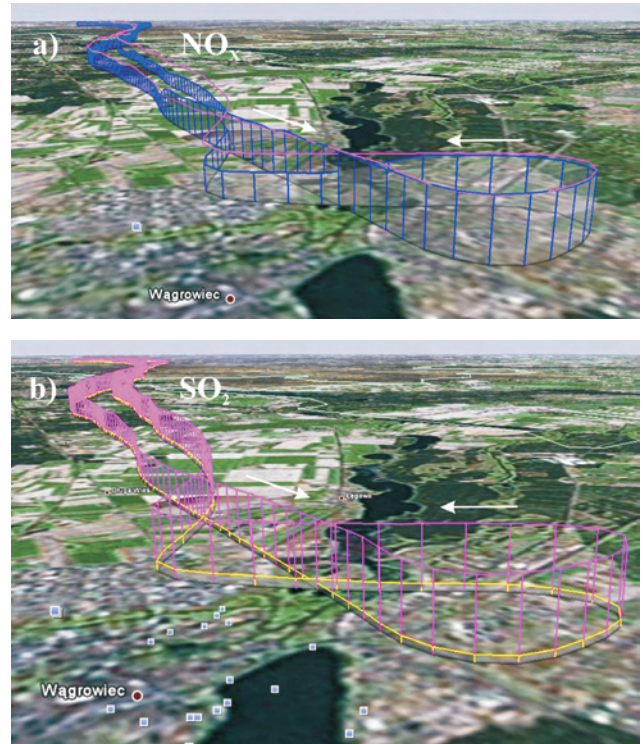


Fig. 10. Instantaneous values of concentrations of selected compounds against the plane trajectory (return); a)  $\text{NO}_x$  concentration, b)  $\text{SO}_2$  concentration, (red arrow takeoff spot, white arrow – flight direction)

Rys. 10. Chwilowe wartości stężenia wybranych związków na tle trasy lotu (nawrót); a) stężenie tlenków azotu, b) stężenie dwutlenku siarki, (strzałka biała – kierunek lotu)

Na rysunku 9 można wyodrębnić fazę startu i wznoszenia oraz lądowania; w tych fazach występuje największe obciążenie silnika. Również w tych fazach silnik samolotu jest zasilany bogatą mieszanką paliwowo-powietrzną w celu zwiększenia pewności występowania jej zapłonów. Bogata mieszanka z racji małego współczynnika nadmiaru powietrza przyczynia się również do obniżenia maksymalnej temperatury spalania. Skutkuje to stosunkowo małą wartością stężenia tlenków azotu (około 200 ppm), a zarazem znacząco wysoką wartością stężenia dwutlenku siarki (około 170 ppm). Zarejestrowana wartość temperatury spalin to około 600 K.

W ustalonej fazie lotu wartość temperatury spalin wynosi około 900 K, a stężenie poszczególnych związków szkodliwych stabilizuje się i wynosi dla tlenków azotu około 300 ppm, a dla dwutlenku siarki około 50 ppm. Ustalony charakter stężenia związków szkodliwych nie ulega zmianie również podczas fazy nawrotu (rys. 10). We wszystkich fazach lotu wartości stężenia węglowodorów oraz tlenku węgla przekraczały wartości zakresów pomiarowych analizatora. Wartości te zgodnie z dokumentacją techniczną analizatora wynoszą: dla HC – 2,5% obj., dla CO – 10 000 ppm. Pomijając te wartości należy stwierdzić, że emisja tych związków nie jest określona, ale jest większa od wartości granicznego zakresu pomiarowego analizatora.

## 5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania i analiza uzyskanych wyników potwierdzają znaczący wpływ wielu parametrów związanych

specific parameters are. The paper confirms a considerable dependency of the toxic compound concentration on the aircraft operating conditions which, to a large extent, are related to the pilots predispositions and experience. The tests have confirmed the significance of the dynamics of the individual flight phases (climb phase in particular) on the concentration of the toxic compounds.

The performed tests are to be treated as introductory and preliminary. The analysis of the obtained results pointed to a significant problem of an elevated concentration of CO and HC in the whole range of the engine operation. These results should be correlated with the results for the same aircraft fitted with a modern engine.

The obtained information may be used to verify and develop research procedures of small aircraft that do not have a sufficient payload to be fitted with a specialized full sized testing devices. Finally, this type of tests may contribute to the development of universal testing procedures that determine the emissivity of small aircraft and their impact on the environment.

Paper reviewed

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

EPA	Environmental Protection Agency/ <i>Agencja Ochrony Środowiska</i>
ICAO	International Civil Aviation Organization/ <i>Organizacja Międzynarodowego Lotnictwa Cywilnego</i>
JAR 34	Joint Aviation Requirements/ <i>przepisy określające normy emisji spalin</i>

z indywidualną specyfiką realizowanego lotu. W artykule wykazano dużą zależność stężenia związków szkodliwych od warunków eksploatacyjnych samolotu, które znacznie zależą od predyspozycji pilota i jego umiejętności. Przeprowadzone badania potwierdziły istotny wpływ na stężenie związków szkodliwych dynamiki poszczególnych faz lotu, a w szczególności fazy wznoszenia samolotu.

Przeprowadzone badania należy traktować jako wstępne, o charakterze poznawczym. Analiza uzyskanych wyników wskazała na istotny problem zwiększonego stężenia tlenu węgla oraz węglowodorów w całym zakresie pracy silnika. Wyniki te należałoby skorelować z wynikami uzyskanymi dla samolotu tego samego typu, ale napędzanego silnikiem nowszej generacji.

Uzyskane informacje mogą być wykorzystane do weryfikacji i opracowania procedur badawczych dla małych samolotów, które nie mają dostatecznej ładowności do zamontowania specjalistycznej pełnowymiarowej aparatury badawczej. Ostatecznie realizacja tego typu badań może przyczynić się do ustalenia uniwersalnych procedur badawczych określających emisyjność małych samolotów i ich oddziaływanie na środowisko.

FAR	Fuel Venting and Exhaust Emission Requirements for Turbine Engine Powered Airplanes/ <i>przepisy określające normy emisji spalin</i>
CO	Carbon monoxide/ <i>tlenek węgla</i>
HC	Hydrocarbons/ <i>węglowodory</i>
SO <sub>2</sub>	Sulfur dioxide/ <i>dwutlenek siarki</i>
NO <sub>x</sub>	Nitrogen oxide/ <i>tlenki azotu</i>

### Bibliography/Literatura

- [1] Gao Y., Checkel M.D.: Emission Factors Analysis for Multiple Vehicles Using an On-Board, In-Use Emissions Measurement System. SAE Paper 2007-01-1327.
- [2] Khair M., Khalek I., Guy J.: Portable Emissions Measurement for Retrofit Applications – The Beijing Bus Retrofit Experience, SAE Technical Paper Series 2008-01-1825.
- [3] Korniski T., Gierczak C., Wallington T.: Laboratory Evaluation of the 2.5 Inch Diameter SEMTECH® Exhaust Flow Meter with Gasoline Fueled Vehicles. Sensors 4th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, 2007.
- [4] Merkisz J., Pielecha J., Gis. W.: Gasoline and LPG Vehicle Emission Factors in a Road Test. SAE Technical Paper Series 2009-01-0937.
- [5] Processing CITA Conference „Global Perspective on Roadworthiness Enforcement”, organized by International Motor Vehicle Inspection Committee. Chicago 24-28.05.2005.
- [6] Quan H.: ARB's Stockton Heavy-Duty Vehicle Laboratory and Portable Emission Monitoring System (PEMS) Activities, Sensors 5th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, 25-26.09.2008.
- [7] Tsinoglou D., Koltsakis G., Samaras Z.: Performance of OBD Systems for Euro 4 Level Vehicles and Implications for the Future OBD Legislation. [In:] Predelli O.: Onboard-Diagnose II, Expert Verlag, 2007.
- [8] [www.garmin.com.pl](http://www.garmin.com.pl)
- [9] [www.iotech.com](http://www.iotech.com)
- [10] [www.wsk1.kalisz.pl/index\\_p.htm](http://www.wsk1.kalisz.pl/index_p.htm)
- [11] [pl.wikipedia.org/wiki/PZL-104\\_Wilga](http://pl.wikipedia.org/wiki/PZL-104_Wilga)

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

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

e-mail: [jerzy.merkisz@put.poznan.pl](mailto:jerzy.merkisz@put.poznan.pl)



Mr. Jacek Pielecha, DEng. – Doctor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

Dr inż. Jacek Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: [jacek.pielecha@put.poznan.pl](mailto:jacek.pielecha@put.poznan.pl)



Mr. Jarosław Markowski, DEng. – Doctor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

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

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



## Heat transfer between gas and the surrounding walls in the model of gas flow from the combustion chamber to the crankcase

*The paper discusses different approaches to the modeling of the heat transfer between gas and surrounding walls used in the models of gas flow from the combustion chamber to the crankcase. Most models described in the literature assume that the flow is isothermal or quasi-isothermal. Such an assumption remarkably simplifies the calculations, however, the real gas flow has an mixed character (between adiabatic and isothermal). Taking the above into account, the submodel of heat transfer, which allows assuming the conditions of heat transfer from isothermal to adiabatic was worked out and included into the model of the gas flow and ring dynamics. The research of the effect of the assumed heat transfer intensity on the calculated inter-ring gas pressures, rings axial positions in the grooves and blow-by has been presented in this paper.*

Key words: combustion engine, blow-by, mathematical model, heat transfer

### Wymiana ciepła pomiędzy przepływającym gazem a ściankami w modelowaniu szczelności układu tłok-pierścienie-cylinder

*W pracy dokonano przeglądu sposobów modelowania wymiany ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami wykorzystywanych w modelach przepływu gazu przez uszczelnienie tłok-pierścienie-cylinder (TPC). W większości opisanych w literaturze modeli założono, że przepływ ten jest izotermiczny lub quasi-izotermiczny (takie założenie znacząco upraszcza obliczenia). Przepływ rzeczywisty jest jednak przepływem pośrednim pomiędzy izotermicznym a adiabatycznym. W artykule opisano sposób modelowania wymiany ciepła zastosowany we własnym modelu uszczelnienia TPC. Sposób ten pozwala zakładać warunki wymiany ciepła od przepływu izotermicznego po adiabatyczny. Wykorzystując powyższy model przeprowadzono symulacyjne badania wpływu intensywności wymiany ciepła na obliczane natężenie przedmuchów spalin i inne obliczane w modelu wielkości.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, przedmuchy spalin, model matematyczny, wymiana ciepła

#### 1. Introduction

In modeling of the gas flow through the piston-rings-cylinder seal it is commonly assumed, that the gas flows through a series of stages connected with throttling passages (labyrinth seal). Particular models differ from each other with the number of considered factors influencing the gas flow intensity. In the simplest models it is assumed that gas flows through only one stage of constant volume, corresponding to the top inter-ring space, and through two throttling passages of constant intersections, corresponding to the top and the end-gaps of the second compression ring [7]. In more advanced models a gas flow through crevices between side surfaces of the rings and the grooves is also considered, so the model consists of more stages and throttling passages. More factors influencing the volumes of the stages and cross-sections of the passages are also taken into account, e.g. ring axial and angular positions, cylinder, piston and rings thermal deformations [1, 4, 6, 8].

Regardless of the structural complexity of the labyrinth through which the gas flows from the combustion chamber to the crankcase, there are different approaches to modeling of the heat transfer between the gas and the surrounding walls.

In most of the cases described in the literature, it is assumed that the gas flow through the stages of the labyrinth

#### 1. Wprowadzenie

Modelując przepływ gazu przez uszczelnienie TPC powszechnie przyjmuje się, że gaz przepływa przez wiele stopni połączonych ze sobą szczelinami dławiącymi (uszczelnienie labiryntowe). Poszczególne modele różnią się ilością uwzględnianych czynników wpływających na natężenie przepływu gazu. W najprostszych modelach zakłada się, że gaz przepływa przez jeden stopień o stałej objętości, odpowiadający przestrzeni międzypierścieniowej, i dwie szczeliny dławiące o stałych przekrojach, odpowiadające szczelinom w zamkach pierścieni [7]. W bardziej zaawansowanych modelach uwzględnia się również przepływy gazu szczelinami pomiędzy pierścieniem i rowkiem pierścieniowym tłoka, a więc model składa się z większej liczby szczelin dławiących, a niekiedy również stopni. Ponadto uwzględniany może być wpływ wielu innych czynników, takich jak przemieszczenia i skręcenia pierścieni, odkształcenia cieplne elementów itd. na objętości stopni i przekroje szczelin [1, 4, 6, 8].

Niezależnie od stopnia złożoności struktury labiryntu, przez który może płynąć gaz z komory spalania do skrzyni korbowej, spotykane są różne podejścia do wymiany ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami.

W większości spotykanych w literaturze modeli zakłada się, że przepływ gazu w stopniach labiryntu jest izotermicz-

is isothermal (gas temperature in the stage is constant and equals to the piston temperature) [7] or quasi-isothermal (instantaneous gas temperature equals to the average from the piston and cylinder temperatures at a given height) [1, 6].

The above assumptions significantly simplify the calculations, as it is possible to determine the parameters of the gas in a labyrinth stage using only an equation of state

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \frac{dm}{dt}, \quad (1)$$

taking into account the law of mass conservation

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}. \quad (2)$$

However, real gas flow through the stages of the seal has a mixed nature (between isothermal and adiabatic) and in some researchers' opinion [5], even closer to the adiabatic.

Theoretical assessment whether the real flow is closer to isothermal or adiabatic is difficult. Taking into account the complexity of the models of the ring pack, it is almost impossible to predict in advance the effect of the assumed heat transfer on the results of the calculations. The aim of this work was to evaluate the influence of the assumed heat transfer intensity between the gas and the surrounding walls on the blow by rate and other parameters calculated with the use of the model of the ring pack.

## 2. Model and methodology

An integrated model of the gas flow through crevices of the ring pack and of ring movements in the grooves was used in this research. A detailed description of the model has been presented in [2]. The model assumed that the gas flows through a seal consisting of several stages linked together by the throttling passages. The stages were created by the inter- and behind-the-ring spaces, which were considered independently. The throttling passages were created by end-gaps of the ring and crevices between the side surfaces of the rings and the grooves (Fig. 1). The model took into account thermal deformations of the cylinder kit components while determining instantaneous (as a function of crank angle) values of the stages volumes and ring end-gaps cross-sections. The cross-sections of the crevices between the side surfaces of the rings and the grooves resulted from instantaneous axial positions of the rings in the grooves. The axial positions of the rings in their grooves were calculated with the consideration of the forces of the gas pressure, ring friction against the cylinder and the inertia. The mass rates of the gas flow through the crevices were calculated assuming that the flow was isentropic through the orifice with the consideration for sub-critical and critical flows and taking into account the discharge coefficients.

Assuming the mixed flow (between isothermal and adiabatic) significantly complicated the model and forced to determine the heat transfer between the flowing gas and the surroundings and to determine the thermodynamic parameters of the gas in a given stage.

In the described model the thermodynamic parameters of the gas were determined from the law of energy conservation

(temperatura gazu w stopniu jest stała i równa temperaturze tłoka w danym miejscu) [7] lub quasi-izotermiczny (chwilowa temperatura gazu równa jest średniej z temperatury tłoka i cylindra na wysokości, na jakiej w danej chwili znajduje się przestrzeń międzypierścieniowa) [1, 6].

Założenia powyższe znacząco upraszczają obliczenia, gdyż pozwalają wyznaczyć parametry czynnika w danym stopniu labiryntu za pomocą tylko równania stanu gazu (1), uwzględniając zasadę zachowania masy (2).

Jednak rzeczywisty przepływ gazu przez stopnie uszczelnienia ma charakter pośredni między izotermicznym a adiabatycznym i zdaniem niektórych autorów [5] jest nawet bliższy adiabatycznemu.

Rozstrzygnięcie na drodze rozważań teoretycznych, czy rzeczywisty przepływ bliższy jest izotermicznemu czy adiabatycznemu jest trudne. Trudno jest również ocenić, bez wykonywania obliczeń symulacyjnych, jaki wpływ na natężenie przedmuchów spalin i inne parametry wyznaczane z wykorzystaniem modeli uszczelnienia TPC ma założona wymiana ciepła. W niniejszym artykule postanowiono ocenić wpływ zakładanej intensywności wymiany ciepła pomiędzy przepływającym przez uszczelnienie TPC gazem a otaczającymi go ściankami na wyniki obliczeń.

## 2. Model i metoda badań

W badaniach wykorzystano, opisany wcześniej [2], zintegrowany model przepływu gazu przez uszczelnienie tłok-pierścienie-cylinder i przemieszczeń pierścieni w rowkach pierścieniowych tłoka. W modelu tym założono, że gaz przepływa przez uszczelnienie składające się z wielu stopni połączonych ze sobą szczelinami dławiącymi. Stopnie te odpowiadają przestrzeniom międzypierścieniowym i zapierścieniowym – w modelu przestrzenie te potraktowano jako odrębne stopnie. Szczeliny dławiące odpowiadają zamkom pierścieni oraz szczelinom pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścieni i rowków (rys. 1). Przy wyznaczaniu chwilowych wartości (w funkcji kąta obrotu wału korbowego) objętości poszczególnych stopni i przekrojów szczelin w zamkach pierścieni uwzględniono odkształcenia cieplne elementów układu TPC. Przekroje szczelin pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścieni i rowków wynikają z chwilowych położenia osiowych pierścieni w rowkach. Osiowe położenia pierścieni w rowkach wyznaczane są z uwzględnieniem działających na nie sił: ciśnienia gazów, tarcia pierścieni o cylinder i bezwładności. Masowe natężenia przepływu gazu wyznaczane są przy założeniu, że przepływ przez szczeliny jest izentropowym przepływem przez kryżę, przy czym rozpatrzono przypadki przepływu podkrytycznego i krytycznego oraz uwzględniono empiryczny współczynnik przepływu.

Przyjęcie przepływu pośredniego, pomiędzy adiabatycznym a izotermicznym, znacznie komplikuje model, gdyż zmusza do wyznaczenia wymiany ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami i uwzględnienia tej wymiany przy wyznaczaniu parametrów termodynamicznych czynnika w stopniu.

W wykorzystanym modelu parametry termofizyczne gazu w stopniu wyznaczane są z zasady zachowania energii

$$\dot{U} = i_{in} \dot{m}_{in} - i_{out} \dot{m}_{out} + \dot{Q} - p \dot{V}, \quad (3)$$

where change of the gas internal energy resulted from the total enthalpy incoming and outgoing from the stage with the stream of the gas, heat transfer with the surroundings and work of volume change.

Considering the law of mass conservation (2) and excluding kinetic energy of the gas in the stage, and assuming that the flowing medium is a semi-ideal gas, temperature changes in the stage were calculated from the following equation

$$\dot{T} = \frac{1}{c_v m} \left( (i_{in} - u) \dot{m}_{in} - RT \dot{m}_{out} + \dot{Q} - p \dot{V} \right). \quad (4)$$

Gas pressures in the stages were calculated using state equation, and the flux of the transferred heat was calculated from Newton's law of cooling

$$q = \alpha (\Gamma_{wall} - T). \quad (5)$$

In particular, heat transfer rate between the surrounding walls and the gas in the crevice of the piston crown and in the inter-ring spaces (stages 1, 3, and 5 in Fig. 1) was calculated from the formula

$$\dot{Q} = S_c \alpha_c (\Gamma_c - T) + S_p \alpha_p (\Gamma_p - T) \quad (6)$$

whereas for the behind-ring spaces (stages 2 and 4 in Fig. 1) it was calculated from the equation

$$\dot{Q} = S_p \alpha_p (\Gamma_p - T) + S_r \alpha_r (\Gamma_r - T). \quad (7)$$

In the calculations it is possible to use average values of heat transfer coefficients, which are available in the literature, or determine them using equations based on the theory of similarity [2, 5]. In the presented research the first method was used, i.e. calculations were done using constant values of heat transfer coefficients.

The methodology of determining the thermodynamic parameters of the gas in the stages and heat transfer between the gas and the surrounding walls applied in the model permits modeling of the gas flow through the seal with various intensity of heat transfer, including special cases of adiabatic flow ( $Q = 0$ ) and isothermal flow (heat transfer coefficient infinite).

The model was identified for the naturally aspirated diesel engine in a way which was described in [3]. The input data necessary for the calculations was obtained from the engine technical documentation and from the measurements of the components. As for the dimensions determining the volumes of stages and cross-sections of the throttling passages, thermal deformations were added to the cold-measured values. Temperatures and thermal deformations of components for the different conditions of the engine operation were calculated using Finite Element Methods. The indicated pressures for different engine operation conditions indispensable for the calculations came from the measurements made on the engine during the test stand research.

– wzór (3), gdzie zmiana energii wewnętrznej gazu związana jest z entalpią całkowitą dopływającą i wypływającą ze stopnia wraz ze strumieniem gazu, wymianą ciepła z otoczeniem oraz pracą zmiany objętości.

Uwzględniając zasadę zachowania masy (2) i pomijając energię kinetyczną gazu w stopniu oraz zakładając, że przepływającym czynnikiem jest gaz półdoskonały, zmiany temperatury gazu w stopniu wyznaczone są z równania (4).

Ciśnienia gazu w stopniach wyznaczone są z równania stanu gazu, a gęstości strumienia przyjmowanego ciepła wyznaczone są z prawa Newtona – wzór (5).

W szczególności w modelu strumienie ciepła wymienia- nego pomiędzy otaczającymi ściankami a gazem znajdującym się w szczelinie korony tłoka oraz w przestrzeniach międzypierścieniowych (stopnie 1, 3 i 5 na rys. 1) obliczane są ze wzoru (6), natomiast dla przestrzeni zapierścieniowych (stopnie 2 i 4 na rys. 1) obliczane są ze wzoru (7).

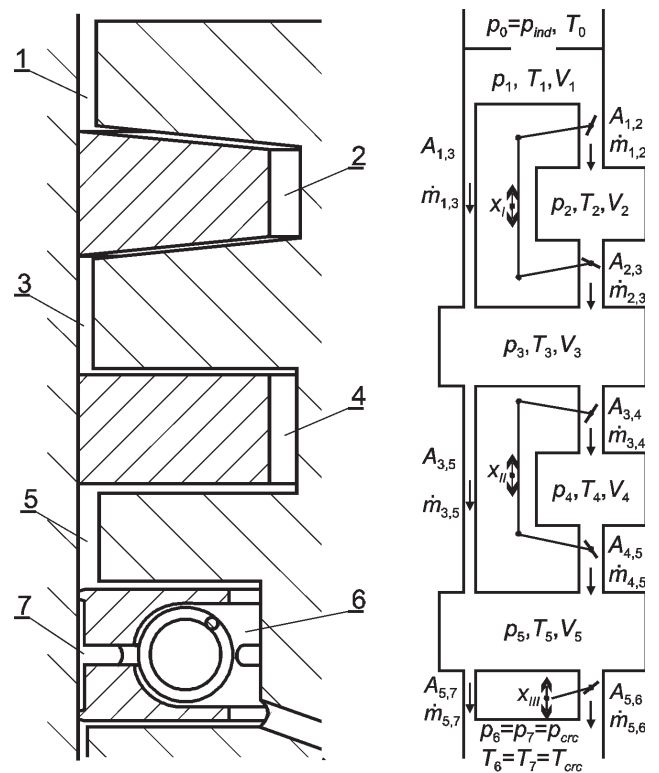


Fig. 1. Schematics of the ring pack and the corresponding model of labyrinth seal

Rys. 1. Schemat uszczelnienia pierścieniowego i odpowiadający mu model uszczelnienia labiryntowego

W obliczeniach można korzystać ze średnich wartości współczynników przejmowania ciepła podawanych w dość szerokich granicach w literaturze, lub wyznaczać te współczynniki, korzystając z wzorów opartych na teorii podobieństwa [2, 5]. W prezentowanych badaniach wykorzystano pierwszy sposób, tzn. obliczenia przeprowadzono, podstawiając stałe wartości współczynników przejmowania ciepła.

Zastosowany w modelu sposób wyznaczania parametrów termodynamicznych gazu w stopniach i wymiany

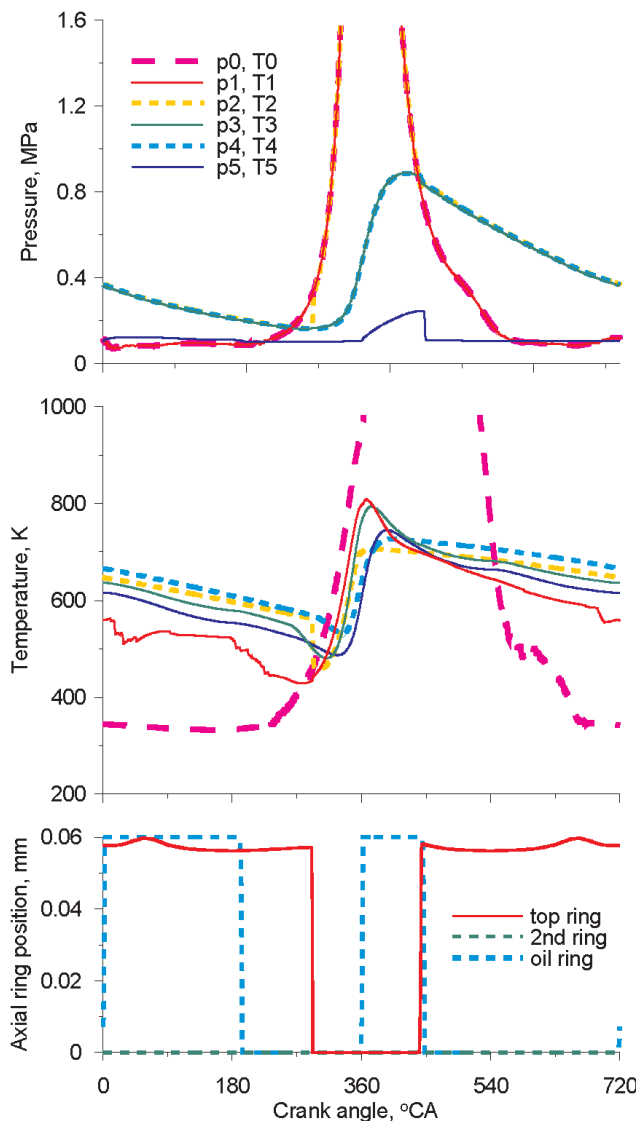


Fig. 2. Pressure and temperature courses in the inter-ring spaces and axial positions of the rings in the piston grooves determined for the engine full load at 2000 rpm

Rys. 2. Przebiegi ciśnień i temperatur gazu w przestrzeniach międzypierścieniowych oraz osiowe położenia pierścieni w rowkach tłoka wyznaczone za pomocą modelu dla pełnego obciążenia silnika przy 2000 obr/min

Simulations were done for two engine operating conditions: full load at 2000 and 4000 rpm. These engine speeds were selected because corresponding behaviors of the rings were very different, which, consequently, influenced the courses of pressure and temperatures of the gas in the inter-ring spaces. At 2000 rpm the rings changed their axial position in their grooves only a few times, and the second compression ring was not changing its position at all – adhered to the bottom shelf of the groove during the whole engine cycle (Fig. 2). At 4000 rpm rings, particularly the second one, changed their position in the grooves repeatedly, what generated rapid changes of pressure in the corresponding inter-ring spaces (Fig. 3). Values of heat transfer coefficients used for these calculations were determined on

ciepła pomiędzy gazem a ściankami pozwalał modelować przepływ gazu przez uszczelnienie przy różnej intensywności wymiany ciepła między gazem a ściankami, w tym, jako przypadki szczególne, przepływy: adiabatyczny ( $Q = 0$ ) oraz izotermiczny (współczynnik przejmowania ciepła nieskończenie duży).

Model zidentyfikowano dla wolnosącego silnika wysokoprężnego w sposób szczegółowo opisany wcześniej [3]. Niezbędne do przeprowadzenia obliczeń dane ustalono na podstawie dokumentacji technicznej silnika oraz bezpośrednich pomiarów elementów silnika. W przypadku wymiarów decydujących o objętościach stopni labiryntu oraz o przekrojach szczelin dławiących do zmierzonych na zimno wielkości dodano odkształcenia cieplne. Temperatury i odkształcenia cieplne elementów, w różnych warunkach

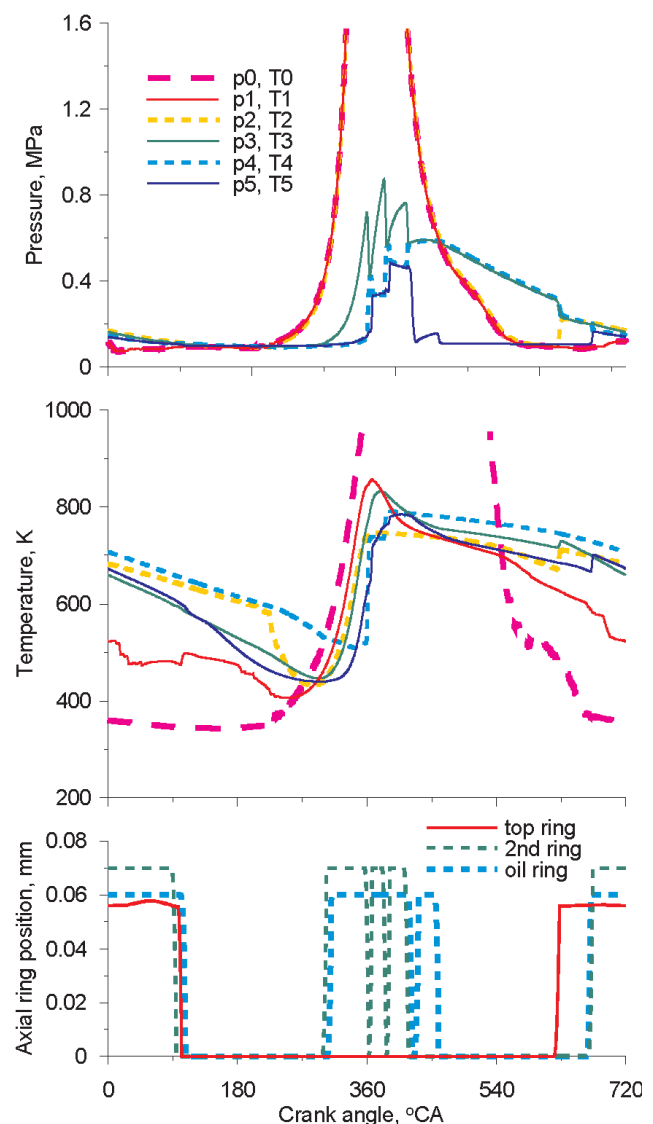


Fig. 3. Pressure and temperature courses in the inter-ring spaces and axial positions of the rings in the piston grooves determined for the engine full load at 4000 rpm

Rys. 3. Przebiegi ciśnień i temperatur gazu w przestrzeniach międzypierścieniowych oraz osiowe położenia pierścieni w rowkach tłoka wyznaczone za pomocą modelu dla pełnego obciążenia silnika przy 4000 obr/min

the basis of the literature analysis and preliminary calculations. These values in the later part of the paper are referred to as “normal”.

The investigations of the influence of the heat transfer intensity on the results obtained in the model calculations were carried out using different values of the heat transfer coefficients, varied in broad range and keeping constant values of the remaining input data.

### 3. Results of simulations

Figures 4 to 9 show the courses of temperature and pressure of the gas in the inter-ring spaces and positions of rings in their grooves calculated for different values of the heat transfer coefficient: normal, 10-times bigger and 10-times smaller than normal, and for 0 and very high values. Heat transfer coefficients equal to 0 (zero) mean that there was no heat transfer and signify that the flow of the gas through the stages was adiabatic, whereas very high values of the heat transfer coefficients (practically infinitely high) means that the flow was quasi-isothermal.

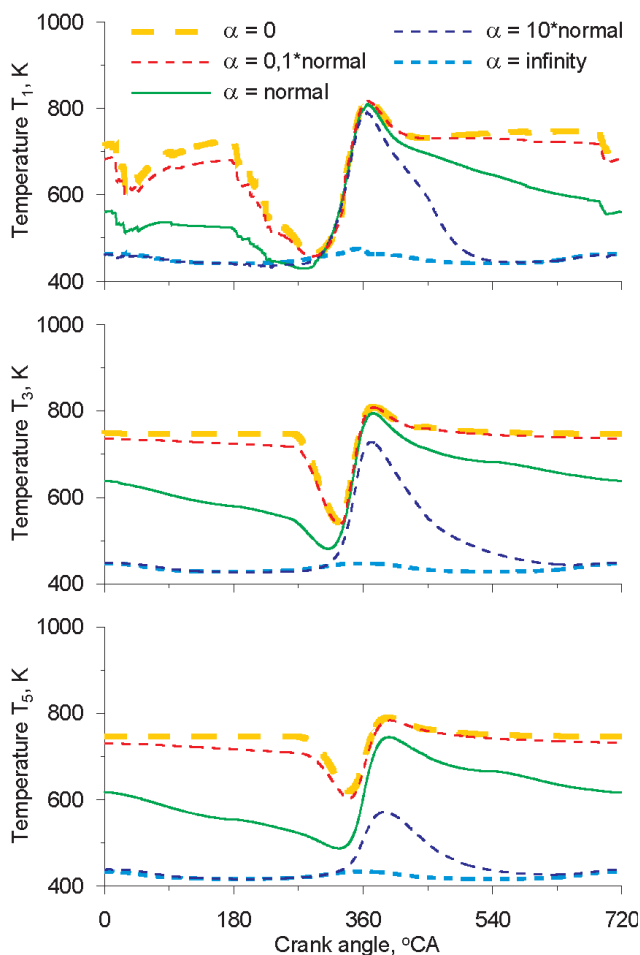


Fig. 4. Temperature courses in the piston crown crevice T1 and in inter-ring spaces T3 and T5 calculated for the different values of heat transfer coefficient at full load of the engine at 2000 rpm

Rys. 4. Przebiegi temperatur w szczelinie korony tłoka T1 oraz w przestrzeniach międzypierścieniowych T3 i T5 obliczone przy różnych współczynnikach przyjmowania ciepła dla pełnego obciążenia silnika przy 2000 obr/min

pracy silnika, wyznaczono z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Niezbędne do przeprowadzenia obliczeń przebiegi ciśnień w komorze spalania pochodziły z pomiarów wykonanych na hamowni silnikowej.

Badania symulacyjne przeprowadzono dla dwóch punktów pracy silnika: pełne obciążenie przy 2000 i 4000 obr/min. Prędkości te wybrano, ponieważ znacząco różne były przy nich zachowania pierścieni, co w konsekwencji powodowało różne przebiegi ciśnień i temperatur gazów w przestrzeniach międzypierścieniowych. Przy 2000 obr/min pierścienie zmieniały swoje osiowe położenia w rowkach tylko kilka razy, a drugi pierścień uszczelniający nie zmieniał swojego położenia w ogóle – przylegał do dolnej półki rowka przez cały cykl pracy silnika (rys. 2). Natomiast przy 4000 obr/min pierścienie, w szczególności drugi, zmieniały swoje pozycje w rowkach wielokrotnie, co wywoływało gwałtowne zmiany ciśnień w sąsiadujących z nimi przestrzeniach międzypierścieniowych (rys. 3). Wartości współczynników wymiany ciepła, przy których przeprowadzono powyższe obliczenia ustalono na podstawie analizy literatury i obliczeń wstępnych. Wartości te w dalszej części artykułu i na wykresach nazywane są „normalnymi”.

Badania wpływu intensywności wymiany ciepła na wyniki generowane przez model polegały na przeprowadzeniu obliczeń dla różnych wartości współczynników przyjmowania ciepła, wariantowanych w bardzo szerokich granicach, przy niezmiennych pozostałych danych wejściowych.

### 3. Wyniki obliczeń

Na rysunkach 4–9 przedstawiono wyznaczone za pomocą modelu przebiegi temperatur i ciśnień gazów w przestrzeniach międzypierścieniowych oraz położenia osiowych pierścieni w rowkach przy następujących wartościach współczynników przyjmowania ciepła: normalnych, 10 razy większych i 10 razy mniejszych od normalnych oraz równych 0 i bardzo dużych wartościach. Obliczenia przeprowadzone przy wartościach równych zero oznaczają brak wymiany ciepła, a więc adyabatyczny przepływ gazu przez stopnie labiryntu, natomiast wartości bardzo duże, praktycznie można je uznać za nieskończenie wielkie, oznaczają, że przepływ jest quasi-izotermiczny.

Intensywność wymiany ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami miała zasadniczy wpływ na wyznaczone temperatury gazów w poszczególnych przestrzeniach labiryntu (rys. 4 i 5). Średnie temperatury w obiegu były tym mniejsze, im większa była intensywność wymiany ciepła. Przy bardzo dużej wymianie ciepła temperatury gazów w stopniach równe były chwilowym średnim ważonym z temperatur otaczających ścianek. Należy podkreślić, że model przy obliczaniu temperatury był bardzo czuły na zmiany wartości współczynnika przyjmowania ciepła w zakresie wartości podawanych w literaturze. Dwukrotne zwiększenie lub zmniejszenie współczynników w stosunku do przyjętej wartości normalnej powodowało znaczące różnice w przebiegach temperatur.

Intensywność wymiany ciepła różnie wpływała na kąty położenia wału korbowego, przy którym pierścienie zmieniały swoje osiowe położenia w rowkach (rys. 6 i 7). W

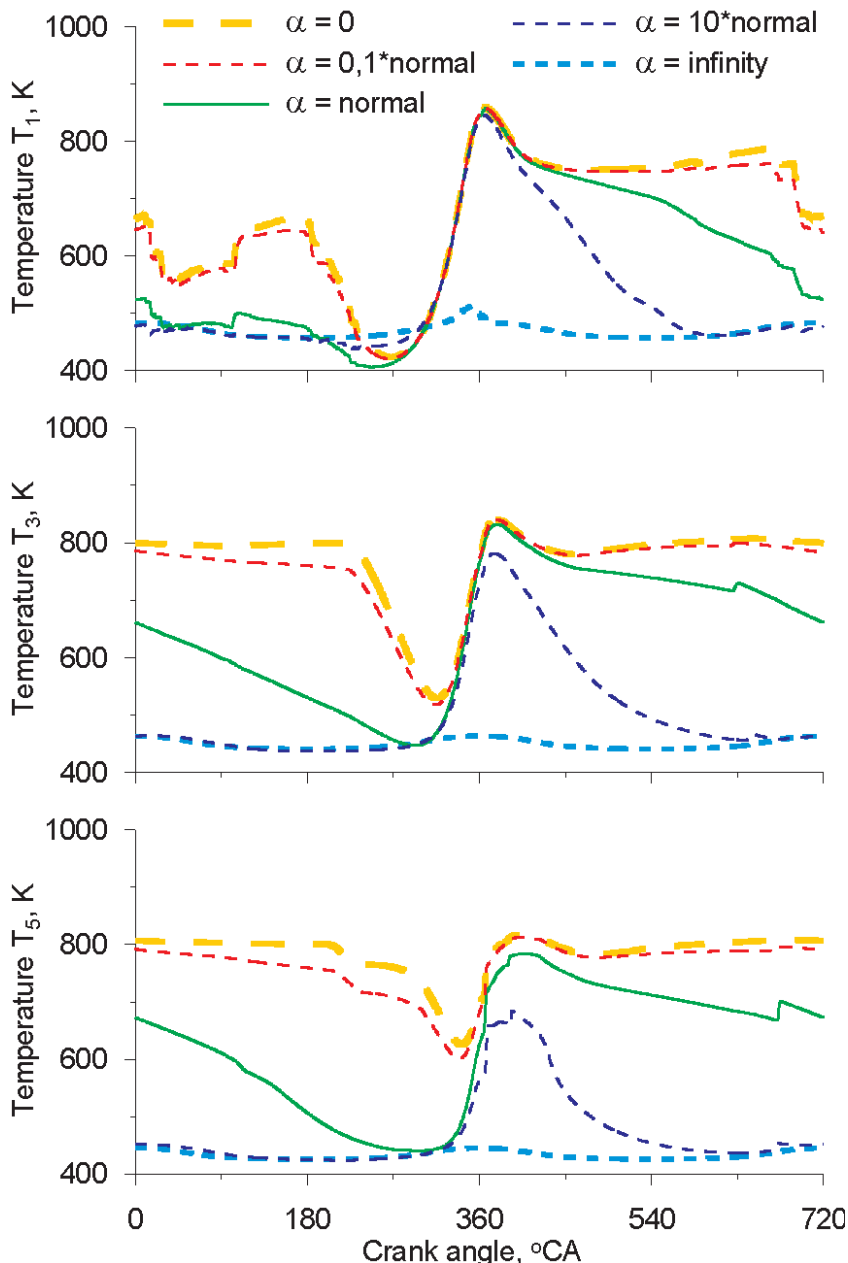


Fig. 5. Temperature courses in the piston crown crevice T1 and in interring spaces T3 and T5 calculated for the different values of the heat transfer coefficient at full load of the engine at 4000 rpm

Rys. 5. Przebiegi temperatur w szczelinie korony tłoka T1 oraz w przestrzeniach międzypierścieniowych T3 i T5 obliczone przy różnych współczynnikach przyjmowania ciepła dla pełnego obciążenia silnika przy 4000 obr/min

The intensity of heat transfer between the gas and the surrounding walls had a significant influence on the determined gas temperatures in individual stages of the labyrinth (Fig. 4 and 5). It was observed, that the increasing intensity of the heat transfer was accompanied by lower mean temperatures of the gas within the cycle. At very high intensity of the heat transfer gas temperatures in individual stages were equal to instantaneous weighted average temperatures of the surrounding walls. It should be pointed out, that the model with regard to the calculations of the temperature was very sensitive to the changes of the heat transfer coefficient within the

pewnych przypadkach nawet bardzo duża zmiana współczynnika przyjmowania ciepła niemal nie wpływała na położenie kątowe wału, przy którym pierścień przemieszczał się w rowku, a innym razem powodowała, że pierścień przemieszczał się w rowku o kilkadziesiąt stopni wcześniej lub później w stosunku do przypadku „normalnego”.

W większości analizowanych przypadków wartości współczynnika przewodzenia ciepła nie wpływały jednak na zachowania pierścieni w sensie jakościowym – kształty krzywych położenia danego pierścienia są podobne (rys. 6 i 7). Wyjątkiem było zachowanie pierścienia olejowego przy 4000 obr/min. Pierścień ten w suwie pracy dla wartości  $\alpha$ : normalnej, 10 razy mniejszej i równej zero trzy razy zmieniał swoje położenie w rowku, podczas gdy dla wartości  $\alpha$ : 10 razy większej od normalnej i równej nieskończoności przemieścił się w rowku tylko jeden raz (rys. 7).

Wyznaczone w modelu przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych były do siebie zbliżone dla wartości  $\alpha$ : normalnej, 10 razy mniejszej i równej 0, natomiast dla wartości 10 razy większej i równej nieskończoności wartości ciśnień w suwie pracy były mniejsze (rys. 8 i 9). Widoczne na rys. 9 gwałtowne zmiany ciśnień związane są z przemieszczeniami pierścieni w rowkach.

Wpływ załóżonej intensywności wymiany ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami na obliczone wartości natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej przedstawiono na rys. 10. Zmiana wartości współczynników przyjmowania ciepła w zakresie od 0 do 10 razy większych od normalnej miała bardzo mały wpływ na obliczone natężenie przedmuchów spalin. Natomiast przyjęcie bardzo dużych wartości tych współczynników powodowało, że obliczane przedmuchy były znacząco większe. Przy przepływie izotermicznym przedmuchy były o 20%, przy prędkości 2000 obr/min, i 35%, przy 4000 obr/min, większe niż przy przepływie obliczonym dla normalnych wartości współczynników przyjmowania ciepła.

#### 4. Podsumowanie

W pracy, wykorzystując przystosowany model uszczelnienia TPC, przeprowadzono symulacyjne badania wpływu intensywności wymiany ciepła pomiędzy przepływającym gazem a otaczającymi go ściankami na obliczane wartości:

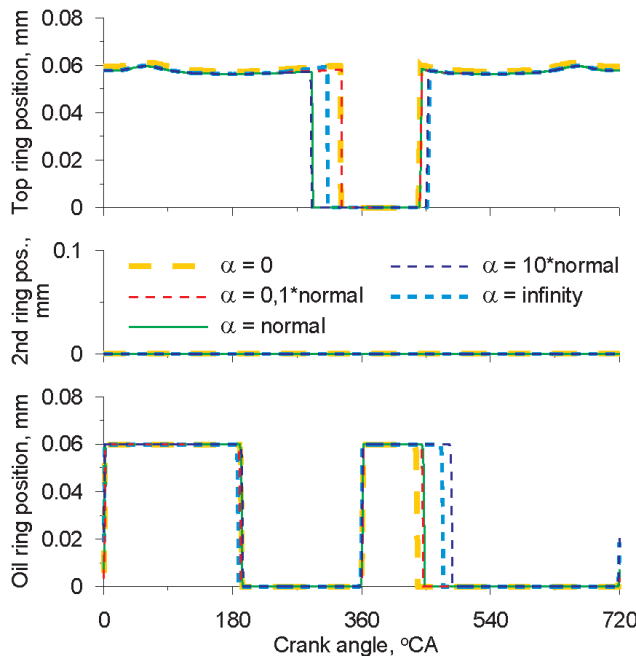


Fig. 6. Axial displacements of the rings in the piston grooves calculated for the different values of the heat transfer coefficient at full load of the engine at 2000 rpm

Rys. 6. Przemieszczenia osiowe pierścieni w rowkach tłoka obliczone przy różnych współczynnikach przejmowania ciepła dla pełnego obciążenia silnika przy 2000 obr/min

range of values given in the literature. Double increase or drop in the value of the coefficients in relation to the accepted normal value resulted in significant differences in the temperature courses.

The intensity of the heat transfer could influence the position of the crankshaft at which the rings changed their axial positions in the grooves (Figs. 6 and 7). Quantitatively this influence was different. In certain cases the change of the heat transfer coefficient caused that the rings changed their axial positions in the grooves tens of degrees earlier or later in comparison to the normal value of the coefficient. In other cases even very large change in the value of the heat transfer coefficient practically did not influence the crankshaft angle at which the rings moved in the grooves.

In most of the analyzed cases the values of the heat transfer coefficient still did not change the behavior of the rings in the qualitative meaning – the shapes of the curves representing the positions of the given ring were similar. The exception was the behavior of the oil ring at 4000 rpm. Oil ring 3 times changed its position in the groove in the power stroke for the coefficient values: normal, 10-times lower than normal and equal to 0, whereas for the coefficient values: 10-times higher than normal and equal to infinity moved in the groove only once (Fig. 7).

The determined pressure courses in the inter-ring spaces were similar to each other for the heat transfer coefficient values: normal, 10-times lower and equal to

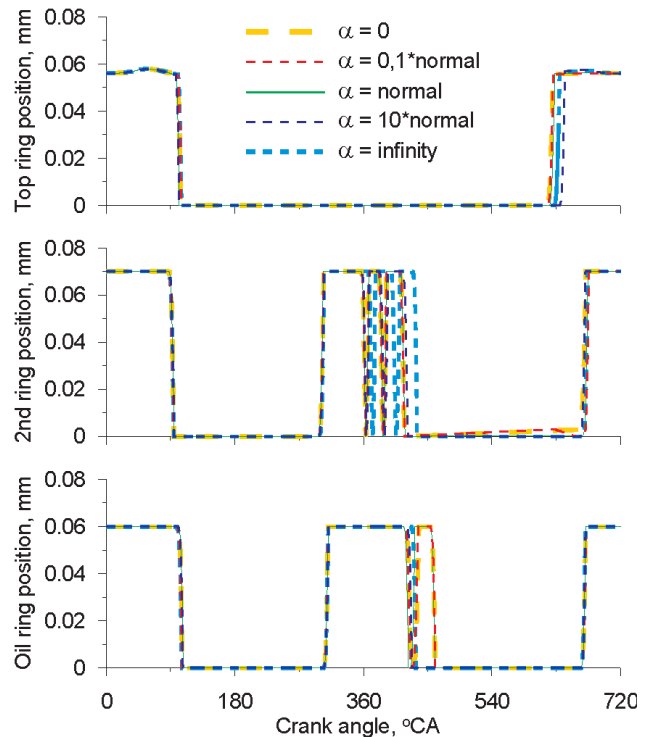


Fig. 7. Axial displacements of the rings in the piston grooves calculated for the different values of the heat transfer coefficient at full load of the engine at 4000 rpm

Rys. 7. Przemieszczenia osiowe pierścieni w rowkach tłoka obliczone przy różnych współczynnikach przejmowania ciepła dla pełnego obciążenia silnika przy 4000 obr/min

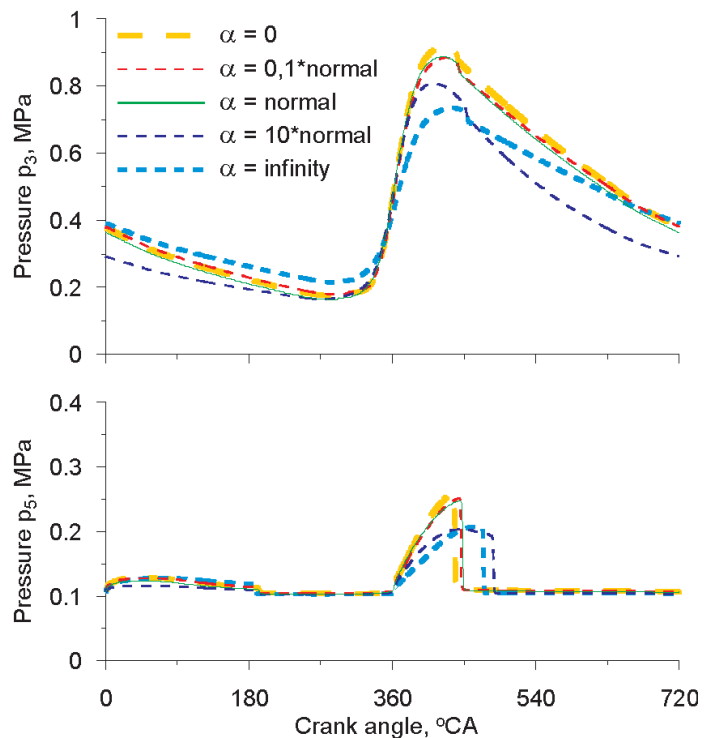


Fig. 8. Pressure courses in the inter-ring spaces calculated for the different values of the heat transfer coefficient at full load of the engine at 2000 rpm

Rys. 8. Przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych obliczone przy różnych współczynnikach przejmowania ciepła dla pełnego obciążenia silnika przy 2000 obr/min

0, whereas for the values: 10-times higher and infinity – the pressures in the power stroke were lower (Figs. 8 and 9). Rapid pressure changes were related to the displacement of rings in their grooves.

The influence of the assumed intensity of the heat transfer between the gas and the surrounding walls on the calculated blow by is shown in Fig. 10. the change of the value of the heat transfer coefficients in the range from 0 to 10-times higher than the normal value had very low influence on the determined blow by. The assumption of higher values of this coefficient resulted in a significantly higher blow by. At an isothermal flow (the value of the coefficient equaled to infinity) the blow by was approx. 20% higher at 2000 rpm and 35% higher at 4000 rpm than for the blow by calculated for normal values of heat transfer coefficients.

**4. Conclusions**

A numerical investigation of the effect of an assumed intensity of heat transfer between the gas flowing through a ring pack and the surrounding walls on the calculated values of temperature and pressure of the gas in the inter-ring spaces, axial displacements of rings in their grooves and blow by was carried out. A research was done using an adapted model of the gas flow from the combustion chamber to the crankcase integrated with the model of ring dynamics.

The assumed intensity of the heat transfer was essential for the calculated gas temperatures. Yet, from the point of view of practical applications, determining

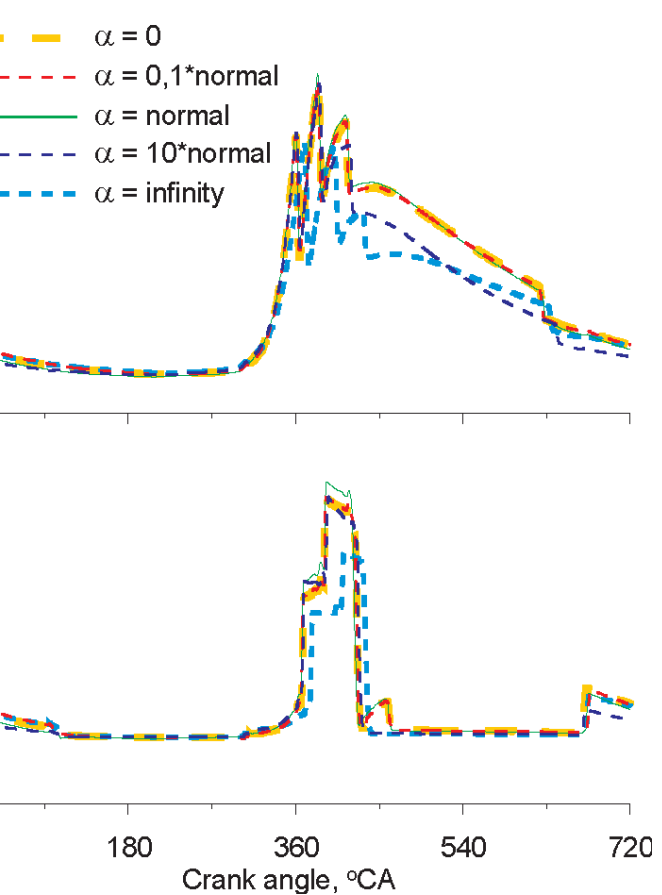


Fig. 9. Pressure courses in the inter-ring spaces calculated for the different values of the heat transfer coefficient at full load of the engine at 4000 rpm

Rys. 9. Przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych obliczone przy różnych współczynnikach przejmowania ciepła dla pełnego obciążenia silnika przy 4000 obr/min

temperatur i ciśnień gazu w przestrzeniach międzypierścieniowych, osiowe położenia pierścieni w rowkach oraz natężenie przedmuchów spalin do skrzyni korbowej.

Z wszystkich wyżej wymienionych obliczanych wielkości najbardziej wrażliwa na przyjętą intensywność wymiany ciepła jest temperatura gazu. Jednak celem prowadzenia obliczeń z wykorzystaniem takich modeli nie jest wyznaczenie temperatury gazu. Istotne są pozostałe wielkości, gdyż: wyznaczone ciśnienia wykorzystywane są następnie przy modelowaniu filmu olejowego, natomiast przemieszczenia pierścieni i natężenie przedmuchów służą do jakościowej oceny działania uszczelnienia TPC. Wpływ przyjętej intensywności wymiany ciepła na wymienione wielkości, istotne z punktu widzenia celu obliczeń, nie jest już tak duży. Jednak różnice między wyznaczonymi wartościami tych wielkości, zwłaszcza przy przyjętym przepływie izotermicznym, a uwzględniającym umiarkowaną intensywność wymiany

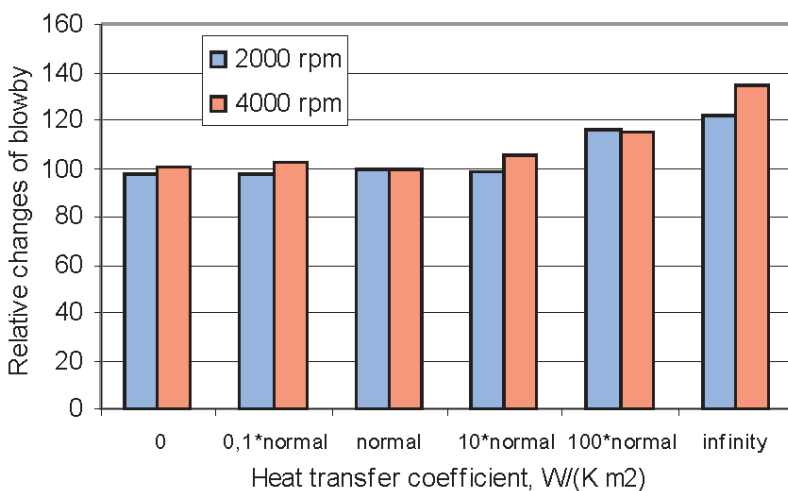


Fig. 10. The effect of heat transfer coefficient on the calculated values of the blow by rate

Rys. 10. Wpływ współczynnika przejmowania ciepła na obliczone wartości natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej

temperatures is not the key objective in such calculations. More important are other quantities: pressures are used for modeling of the oil film, displacements of rings and blow by rates are used for the qualitative evaluation of the ring pack. The influence of the assumed intensity of the heat transfer on the above quantities (which are significant) considering the aim of the calculations, was moderate. However, there were significant differences between the results of simulations run at the assumed moderate heat transfer and isothermal flow. For example, a blow by at an isothermal flow was up to 40% higher than in the case of the flow where moderate heat transfer intensity was assumed. In certain cases differences were not only of quantitative but also qualitative nature, e.g. different number of ring movements in the groove.

Without establishing how different the real flow is from isothermal it can be stated that calculating parameters of the gas from the energy balance equation used in the presented model is more general in comparison to the models in which the isothermal flow was assumed. The presented approach allows modeling of a gas flow with different heat transfer intensity including adiabatic and isothermal flows (special cases).

ciepła, są znaczące. Na przykład natężenia przedmuchów spalin wyznaczone przy przepływie izotermicznym były do 40% większe niż przy przepływie, w którym założono umiarkowaną intensywność wymiany ciepła. W pewnych przypadkach różnice mogą mieć nie tylko charakter ilościowy, ale również jakościowy, np. różna liczba przemieszczeń pierścienia w rowku.

Nie rozstrzygając, czy rzeczywisty przepływ bliższy jest izotermicznemu, czy adiabatycznemu z całą pewnością uwzględnianie wymiany ciepła i wyznaczanie parametrów czynnika z równania bilansu energii jest bliższe rzeczywistości, niż w powszechnie stosowanych modelach, w których zakłada się, że przepływ jest izotermiczny. Ponadto zaproponowany model jest bardziej uniwersalny, gdyż pozwala modelować działanie uszczelnienia TPC przy różnej intensywności wymiany ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami, w tym, jako przypadkach szczególnych, przy przepływie adiabatycznym lub izotermicznym.

*Paper reviewed*

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

$\alpha$	heat transfer coefficient/ <i>współczynnik wymiany ciepła</i>
$c_v$	specific heat at constant volume/ <i>ciepło właściwe przy stałej objętości</i>
$i$	specific enthalpy of the gas/ <i>entalpia właściwa gazu</i>
$m$	mass of the gas in a stage/ <i>masa gazu w stopniu uszczelnienia</i>
$p$	pressure of the gas in a stage/ <i>ciśnienie gazu w stopniu uszczelnienia</i>
$Q$	heat transferred to the surrounding walls/ <i>ciepło wymieniane z otaczającymi ściankami</i>
$R$	the gas constant/ <i>stała gazowa</i>
$S$	surface area of the heat transfer/ <i>pole powierzchni wymiany ciepła</i>
$T$	temperature of the gas in a stage/ <i>temperatura gazu w stopniu uszczelnienia</i>

$V$	volume of the stage/ <i>objętość stopnia</i>
$u$	specific internal energy of the gas in the stage/ <i>energia właściwa wewnętrzna gazu w stopniu</i>
$U$	internal energy of the gas in the stage/ <i>energia wewnętrzna gazu w stopniu</i>

### Indexes/indeksy:

$c$	relating to cylinder/ <i>dotyczący cylindra</i>
$p$	relating to piston/ <i>dotyczący tłoka</i>
$r$	relating to ring/ <i>dotyczący pierścienia</i>
wall	relating to surrounding wall/ <i>dotyczący otaczającej ścianki</i>
in	incoming to the stage/ <i>napływający do stopnia</i>
out	outgoing from the stage/ <i>wypływający ze stopnia</i>

### Bibliography/Literatura

- [1] Keribar R., Dursunkaya Z., Flemming M. F.: An Integrated Model of Ring Pack Performance. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 113, pp. 382-389, 1991.
- [2] Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 1: A mathematical model. *The Archive of Mechanical Engineering*, Vol. LI, No. 2, pp. 245-257, 2004.
- [3] Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 2: Primary Calculations and Verification of the Model. *The Archive of Mechanical Engineering*, Vol. LI, No. 4, pp. 595-607, 2004.
- [4] Namazian M., Heywood J. B.: Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power. *SAE Paper 820088*, 1982.
- [5] Sygniewicz J.: Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindryczną. *Łódź, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej (Zeszyty Naukowe Nr 615, Rozprawy Naukowe z. 149)*, 1991.
- [6] Tian T., Noordzij L. B., Wong V. W., Heywood J. B.: Modeling Piston-Ring Dynamics, Blowby and Ring-Twist Effects. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 120, No 4, pp. 843-854, 1998.
- [7] Ting L. L., Mayer J. E. Jr.: Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis. Part II - Theory Verification. *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp. 258-266, 1974.
- [8] Wolff A.: Numerical simulation of piston ring pack operation with regard to blowby, lubrication and ring twist effect. *Silniki spalinowe – Combustion engines, 2007-SC1*, pp. 145-159.

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

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

e-mail: [g.koszalka@pollub.pl](mailto:g.koszalka@pollub.pl)



Marek BRZEŻAŃSKI

## Frankfurt 2009 – silniki spalinowe w dobie kryzysu finansowego

Co dwa lata we Frankfurcie nad Menem organizowana jest największa w Europie wystawa samochodów osobowych. Zwykle na tego typu wystawach główne zainteresowanie zwiedzających jest skupione na nowych modelach pojazdów, lecz tym razem podstawowym tematem konferencji prasowych i rozmów kulturalnych była sytuacja firm motoryzacyjnych w okresie kryzysu. O kondycji poszczególnych firm świadczyła nie tylko ich obecność lub nieobecność we Frankfurcie, ale również ich ekspozycje.

Po raz pierwszy brak było ekspozycji firm Honda i Mitsubishi oraz większości firm amerykańskich. Swe nowości pokazywał jedynie koncern Chrysler, jako rezultat niedawno zawartych porozumień z Fiatem. Popularne w Europie samochody marki Chevrolet, pochodzące z europejskich lub koreańskich fabryk, były reprezentowane tylko przez nowy model Cruze, demonstrowany w prowizorycznym namiocie ustawionym na zewnątrz obiektów. Natomiast większość ekspozycji producentów motoryzacyjnych liczących się w świecie stanowiła prezentacja różnych oszczędnych pojazdów i nowych układów napędowych.

Te fakty świadczą o ogromnym wpływie kryzysu finansowego na rozwój światowej motoryzacji. Jak stwierdzono na jednej z konferencji prasowych, przemysł motoryzacyjny stał się główną ofiarą kryzysu m.in. dlatego, że dotychczasowy popyt na nowe samochody w większości nie wynikał z przyczyn technicznych, lecz z presji społecznej na posiadanie coraz nowszego modelu, skupiającej się głównie na kategoriach pojazdów luksusowych i drogich. Ponieważ współczesne pojazdy odznaczają się dużą trwałością i bez utraty jakichkolwiek walorów mogą spełniać swe funkcje przez kilka lub kilkanaście lat, wobec sytuacji kryzysu wielu użytkowników wstrzymało się z wymianą swych pojazdów, co z kolei doprowadziło niektórych producentów motoryzacyjnych na skraj bankructwa. Narodowe programy wspierające popyt na nowe samochody tylko doraźnie złagodziły problemy finansowe, natomiast mogą negatywnie wpłynąć na sytuację na rynku motoryzacyjnym w najbliższych latach.

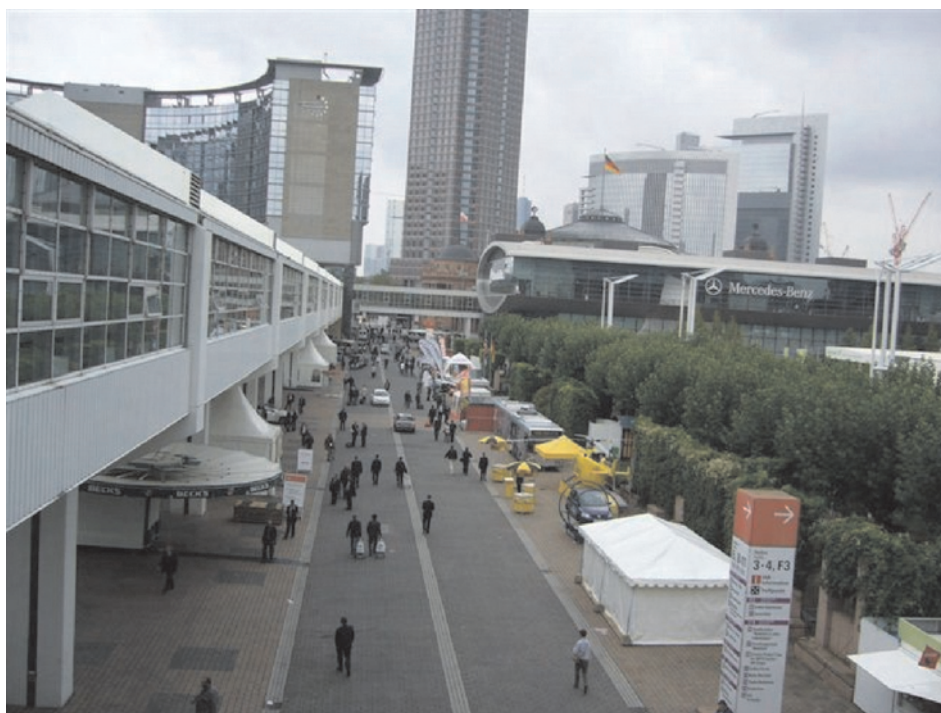
Kryzys finansowy jest okresem, który wymaga szukania oszczędności, w tym również w zakresie zmniejszenia kosztów eksploatacji pojazdów, a

przy okazji – osiągnięcia pozytywnego efektu w zakresie emisji toksycznych substancji do otoczenia. Na wystawie we Frankfurcie po raz pierwszy prawie wszyscy producenci motoryzacyjni zaprezentowali swe najnowsze osiągnięcia z dziedziny oszczędnych układów napędu pojazdów. Można przy tym jednoznacznie stwierdzić, że tłokowy silnik spalinowy pozostaje nadal podstawowym, choć nie jedynym, źródłem napędu pojazdów. Należy jednak wziąć pod uwagę, że nie zawsze przeniesienie napędu z silnika spalinowego na koła pojazdu będzie się odbywać tylko na drodze mechanicznej, a paliwem stosowanym do silników nie będzie już tylko benzyna lub olej napędowy.

Wśród wielu znanych modeli pojazdów prezentowanych we Frankfurcie pojawiły się nowe modele o nazwach: *Blueeficiency*, *EfficientDynamics*, *DRIVE*, *BlueMotion*, *ECONetic*, *Ecomotive*, *GreenLine* itp., charakteryzujące się wyjątkową sprawnością jednostek napędowych lub też modele typu: *FlexiFuel*, *Ecoflex*, *EcoFuel*, *BioPower*, które korzystają z odnawialnych paliw pochodzenia roślinnego.

Największą ekspozycję oraz najwięcej nowości z dziedziny źródeł napędu przedstawili gospodarze targów, czyli niemiecki przemysł motoryzacyjny.

Firma Audi zaprezentowała nową odmianę znanego silnika 3,0 TDI, który otrzymał zmodernizowany układ wtryskowy typu *common rail*, o maksymalnym ciśnieniu wtrysku 2000 bar oraz system oczyszczania spalin wyposażony w wtrysk dodatku *AdBlue* do spalin i nowy reaktor



Rys. 1. Fragment obiektów wystawy samochodów we Frankfurcie

typu DeNOx. Umożliwiło to spełnienie już obecnie wymagań przyszłej normy Euro 6.

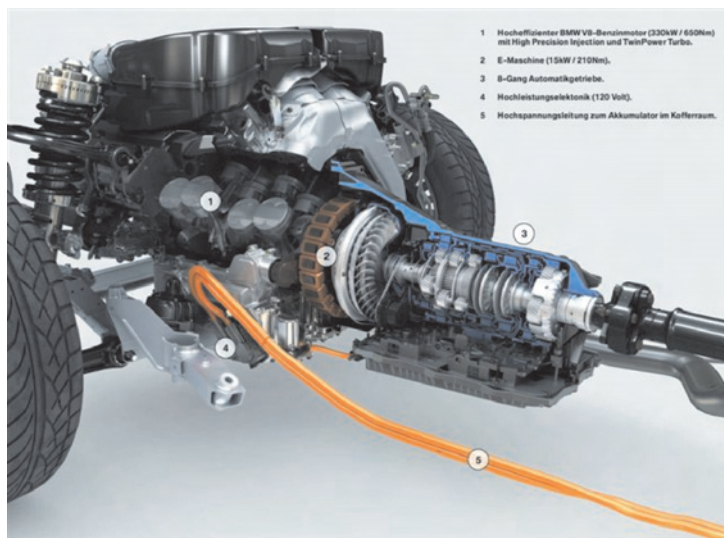
Znany silnik 2,0 TFSI, wyposażony w system zmiany faz rozrządu *Valvelift*, został przystosowany do zasilania paliwem E85. Zmianie uległa nie tylko regulacja silnika pozwalająca na lepsze wykorzystanie walorów paliwa E85, lecz wprowadzono także wiele niezbędnych zmian gwarantujących odpowiednią trwałość elementów silnika (zmiana materiału uszczelnień, materiału gniazd zaworowych). W niektórych pojazdach wprowadzono system start/stop, wyłączający silnik na postoju, a także odpowiednie przystosowanie silników do pracy przy mniejszym przełożeniu przekładni głównej, dzięki czemu silnik pracuje w zakresie mniejszej prędkości obrotowej.

Ponadto zaprezentowano nowy, 4-cylindrowy silnik 1,2 TFSI o mocy 77 kW, maksymalnym momencie obrotowym 175 N·m, który w modelu A3 gwarantuje bardzo dobre osiągi przy średniej emisji dwutlenku węgla wynoszącej w teście NEDC 127 g/km.

Czołowe miejsce w ekspozycji firmy BMW zajmował koncepcyjny pojazd o nazwie *Vision EfficientDynamics*. Ten sportowy pojazd wyposażono w hybrydowy układ napędu. Składa się on z nowoczesnego, 3-cylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej 1,5 dm<sup>3</sup> i mocy 120 kW, dwóch silników elektrycznych, zestawu 98 ogniw litowo-polimerowych oraz elektronicznego systemu zarządzania systemem napędu. Pojazd wyposażono w system odzysku energii hamowania, a ponadto w razie potrzeby akumulatory mogą być ładowane z sieci energetycznej. Łączna moc trzech silników, z której można korzystać doraźnie, wynosi 262 kW, zużycie paliwa przez pojazd wynosi w teście NEDC średnio 3,76 dm<sup>3</sup> oleju napędowego na 100 km, a średnia emisja dwutlenku węgla wynosi 99 g/km. Prezentacja tego modelu dowodzi potencjalnych możliwości stworzenia systemu napędowego o bardzo dużej sprawności.

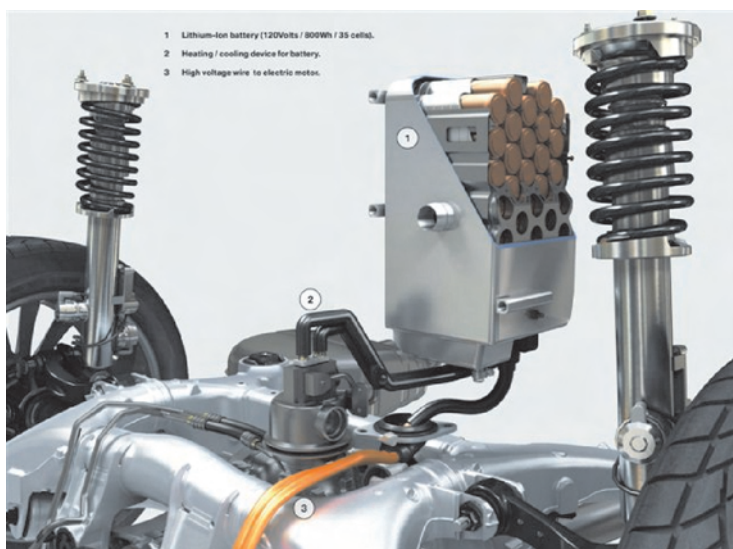
Podobną nazwę *EfficientDynamics* nosi także specjalna wersja BMW 320d, wyposażona w zoptymalizowany silnik ZS o objętości skokowej 2,0 dm<sup>3</sup> i mocy 120 kW. W tym silniku wprowadzono nowe, dwumasowe koło zamachowe i zmodyfikowany układ korbowo-tłokowy, co umożliwiło eksploatację silnika w zakresie znacznie mniejszej prędkości obrotowej niż w seryjnym silniku modelu 320d. Te modyfikacje spowodowały zużycie paliwa w teście NEDC średnio 4,1 dm<sup>3</sup> oleju napędowego na 100 km i średniej emisji dwutlenku węgla wynoszącej 109 g/km.

Inną nowością było wprowadzenie do limuzyny BMW serii 7 hybrydowego układu napędowego. Układ napędu składa się z nowoczesnego, turbodoładowanego silnika V8, z bezpośrednim wtryskiem benzyny HPi (*High Precision Injection*) i turbodoładowaniem, o objętości skokowej 4,4 dm<sup>3</sup>, który współpracuje z elektryczną maszyną synchro-



Rys. 2. Hybrydowy układ napędowy samochodu BMW ActiveHybrid 7

niczną. Łączna moc systemu wynosi 342 kW, a zużycie paliwa tej dużej limuzyny o nazwie BMW ActiveHybrid 7 wynosi średnio w teście NEDC 9,7 dm<sup>3</sup> benzyny na 100 km, a średnia emisja dwutlenku węgla – 109 g/km.



Rys. 3. Zestaw ogniw litowo-jonowych samochodu BMW ActiveHybrid 7

Podobny układ napędowy zastosowano też w sportowym SUV-ie serii X6, przy czym ze względu na układ napędu czterech kół zastosowano dwa synchroniczne silniki elektryczne o mocy 67 i 63 kW, które wraz ze spalinowym silnikiem V8 4,4 dm<sup>3</sup> dają moc wynoszącą 357 kW.

Firma Mercedes Benz zaprezentowała we Frankfurcie seryjną wersję modelu klasy B wyposażonego w napęd ogniwami paliwowymi.

Taki pojazd ma być oferowany na rynku już w 2010 roku, jednak nie należy liczyć na wielu nabywców, biorąc pod uwagę cenę kilkakrotnie wyższą od modelu standardowego oraz rodzaj paliwa, którym jest wodór przechowywany pod

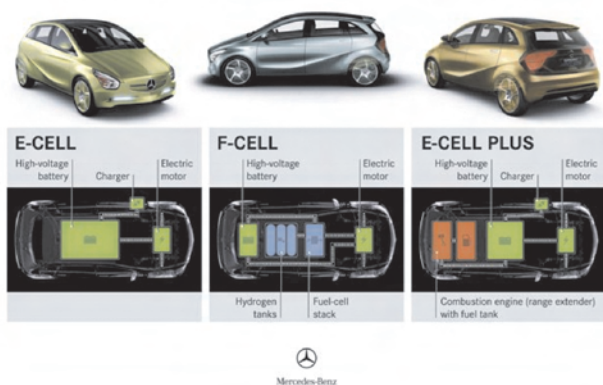


Rys. 4. Mercedes Benz klasy B F-Cell – rozmieszczenie podzespołów układu napędowego

ciśnieniem 700 bar w butlach wykonanych z materiałów kompozytowych. Według zapewnień producenta pojazd ma zasięg około 400 km i może być eksploatowany w temperaturze dochodzącej nawet do  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Koncepcyjne pojazdy marki Mercedes Benz, noszące nazwę BlueZERO, to rodzina miejskich pojazdów wywodząca się z modelu serii A.

#### Concept BlueZERO – Modular concept for electromobility

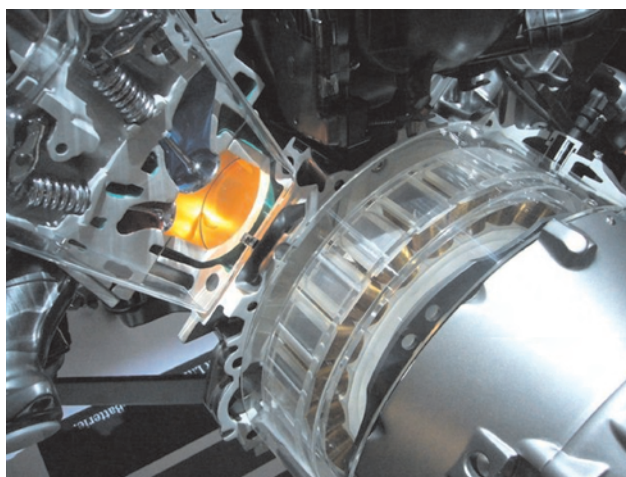


Rys. 5. Koncepcyjne pojazdy Mercedes Benz BlueZERO

Pierwszy z nich o nazwie BlueZERO E-Cell Plus wyposażony został w silnik elektryczny o mocy 100 kW, zestaw akumulatorów litowo-jonowych o zgromadzonej energii elektrycznej 18 kWh i silnik spalinowy o mocy 50 kW. Pojazd ma zasięg do 600 km, przy czym 100 km może pokonać, korzystając wyłącznie z silnika elektrycznego. Drugi z koncepcyjnych pojazdów o nazwie BlueZERO E-Cell dysponuje już tylko silnikiem elektrycznym i zestawem akumulatorów litowo-jonowych o zgromadzonej energii 35 kWh, co powinno wystarczyć na zasięg pojazdu do 200 km. Trzeci z pojazdów o nazwie

BlueZERO F-Cell, który dysponuje napędem pochodzącym od ognia paliwowych ma zasięg wynoszący 400 km.

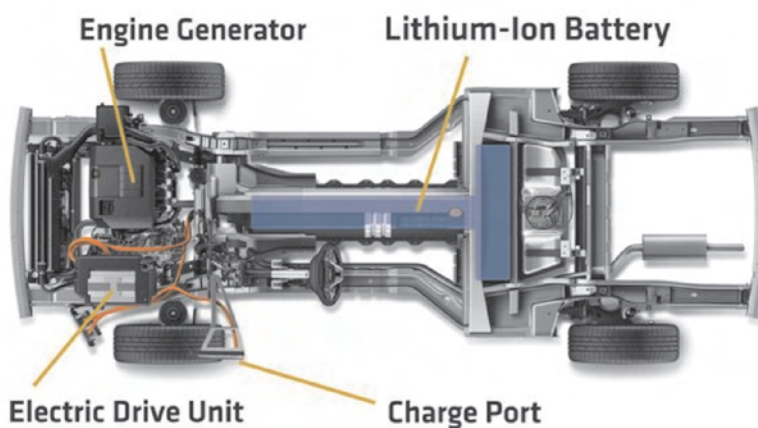
Po udanym wprowadzeniu na rynek luksusowej limuzyny S400 Hybrid, firma Mercedes Benz zamierza wprowadzić jeszcze bardziej efektywny układ napędu hybrydowego. Koncepcyjny pojazd o nazwie S500 Plug-in Hybrid otrzymał zmodyfikowany układ napędu hybrydowego, wyposażony w silnik spalinowy V6 z bezpośrednim wtryskiem benzyny o objętości  $3,5\text{ dm}^3$ , który współpracuje z maszyną elektryczną o mocy 44 kW (S400 Hybrid – 15 kW) oraz zestaw baterii litowo-jonowych pozwalający na zakumulowanie energii 10 kWh (S400 Hybrid – 0,9 kWh).



Rys. 6. Podzespoły układu napędowego Mercedes Benz S500 Plug-in Hybrid

Nowy, większy akumulator może być ładowany z sieci energetycznej podczas postoju pojazdu, a dzięki umieszczeniu go w bagażniku pojazdu powoduje lepszy rozkład masy pojazdu.

„Gwiazdą” ekspozycji firmy Opel był koncepcyjny pojazd o nazwie Ampera wyposażony w napęd elektryczny. Mimo że podstawowym źródłem napędu pojazdu jest silnik elektryczny, to jednak również w tym samochodzie znajduje się mały silnik spalinowy. W przypadku wyczerpania akumulatorów, w których jest zgromadzona energia 16 kWh,



Rys. 7. Opel Ampera – schemat podzespołów układu napędowego

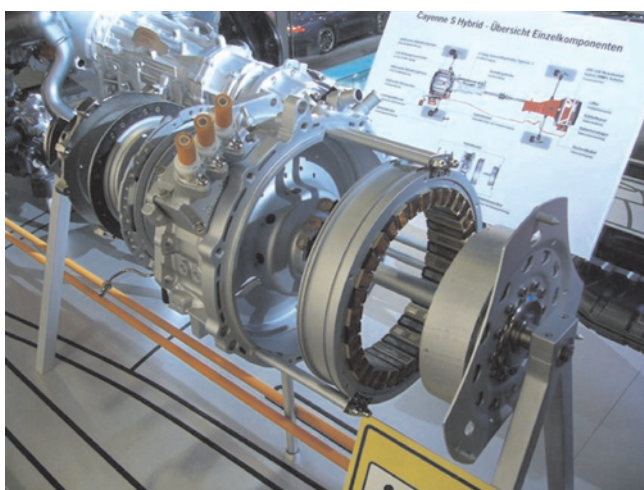


Rys. 8. Opel Ampera – zespół napędowy

napędza on prądnicę i pozwala na dojechanie do najbliższego złącza energetycznego, pozwalającego na ich naładowanie. Zasięg pojazdu przy napędzie elektrycznym wynosi około 60 km, a czas ładowania akumulatorów z sieci energetycznej 230 V wynosi około trzech godzin. Wprowadzenie tego pojazdu na rynek będzie możliwe pod koniec 2011 roku.

Innym rozwiązaniem wynikającym z kryzysu ekonomicznego i wymagań ekologicznych w firmie Opel są modele noszące dodatkową nazwę ecoFlex. W praktyce oznacza to pojazd wyposażony w silnik ZS lub ZI, który jest optymalizowany ze względu na zużycie paliwa.

Firma Porsche zaprezentowała gotowy do wdrożenia system hybrydowego napędu dużego modelu Cayenne. Wprowadzenie takiego systemu napędowego w pojazdach typu SUV wprowadzi nieco zmniejsza zużycie paliwa, ale nadal jest ono znacznie większe niż w zwykłych samochodach, które nie zostały wyposażone w drogą i złożoną technikę napędową.



Rys. 9. Porsche Cayenne S Hybrid – podzespoły hybrydowego układu napędowego

Również firma Volkswagen zaprezentowała swój koncepcyjny pojazd elektryczny o nazwie E-Up. Jest to miejski 3-miejscowy samochód o długości 3,2 m, który został wyposażony w baterie ogniwo litowo-jonowych o zgromadzonej energii 18 kW·h i masie 240 kg. Ten niewielki pojazd ma zasięg do 130 km, natomiast po wyczerpaniu energii z akumulatorów w czasie około jednej godziny baterie mogą zostać naładowane do 80% stanu nominalnego. Pełne naładowanie baterii z sieci 230 V wymaga około pięciu godzin. W zależności od rozwoju sytuacji na rynku motoryzacyjnym wprowadzenie tego pojazdu do seryjnej produkcji może nastąpić już w 2013 roku.

Oprócz tego typu działań innowacyjnych koncern Volkswagen konsekwentnie wprowadza nowe, oszczędne wersje swych pojazdów. Pod marką Volkswagen ukazują się modele oznaczone symbolem *BlueMotion* lub *EcoFuel*; w pierwszym przypadku z silnikiem i układem napędowym optymalizowanym na najmniejsze zużycie paliwa, a w drugim są to pojazdy przystosowane do zasilania gazem ziemnym.



Rys. 10. Volkswagen BlueMotion – zawór wtrysku AdBlue

Obecnie rodzina pojazdów *BlueMotion* składa się z modeli: Polo, Golf i Passat, natomiast wkrótce obejmie pra-



Rys. 11. Volkswagen BlueMotion – silnik BlueTDI

wie wszystkie pojazdy oferowane pod marką Volkswagen.

Charakterystyczną ich cechą jest optymalizacja silnika ze względu na zużycie paliwa, system odzysku energii hamowania oraz system start/stop, wyłączający silnik podczas postoju.

Należące do koncernu Volkswagen marki Seat i Skoda wprowadzają również tego typu rozwiązania. Seat swe oszczędne wersje oznacza symbolem *Ecomotive*, a Skoda symbolem *GreenLine*.

Typowy miejski samochód, jakim jest Smart, od listopada 2009 roku będzie produkowany również w wersji z napędem elektrycznym. Przez pierwsze trzy lata te pojazdy, wyposażone w silnik elektryczny o mocy 30 kW i zestaw akumulatorów litowo-jonowych wystarczający na zasięg 135 km, będą podlegać badaniom użytkowym w

różnych metropoliach europejskich i amerykańskich. W przypadku pozytywnych wyników od 2013 roku będą dostępne w ofercie handlowej dla wszystkich nabywców.

Ciekawe rozwiązanie oszczędnego systemu napędowego zaprezentował koncern PSA, obejmujący marki Peugeot i Citroen. Ten system hybrydowego napędu o nazwie HYbrid4 łączy zalety oszczędnego silnika ZS o mocy 120 kW, współpracującego z silnikiem elektrycznym o mocy 27 kW z zaletami układu napędowego na cztery koła.

Ten układ został zaprezentowany w nowym modelu 3008 oraz w sportowym coupe RCZ, przy czym zawiera on doświadczenia zebrane w wyczynowej wersji Citroena C4, który również był wyposażony w podobny układ napędowy. Według oficjalnych zapowiedzi seryjna produkcja układu HYbrid4 ma się rozpocząć w 2011 roku.

Dotychczas liderem w produkcji oszczędnych, hybrydowych układów napędowych była firma Toyota wraz ze swą luksusową marką Lexus.

Znany i sprawdzony hybrydowy układ napędowy modelu Prius znajdzie się także w modelu Auris. Zapowiedzią tego była prezentacja koncepcyjnego pojazdu o nazwie Auris HSD, którego konstrukcja uwzględnia potrzeby głównie europejskiego odbiorcy. Nowością była także prezentacja modelu Prius w wersji *Plug-in Hybrid*, w której przy całkowitym naładowaniu baterii litowo-jonowych z sieci energetycznej można użytkować samochód tylko z napędem elektrycznym na dystansie do 20 km z prędkością do 100 km/h. W przypadku dłuższych tras samochód zachowuje się jak typowy pojazd z hybrydowym układem napędowym.



Rys. 12. Hybrydowy układ napędu HYbrid4



Rys. 13. Hybrydowy układ napędowy wyczynowego pojazdu Citroen C4



Rys. 14. Zespół napędowy samochodu Toyota Prius Plug-in Hybrid

Na wystawie we Frankfurcie były bardzo licznie reprezentowane innowacyjne systemy napędowe, jednak w odbiorze zewnętrznym pozostają one nadal jedynie ciekawostkami technicznymi, możliwymi do wprowadzenia w mniej lub bardziej odległej przyszłości i tylko do pojazdów o określonych zastosowaniach (np. transport wewnątrzzakładowy lub pojazdy miejskie). Należy tu się liczyć z powstaniem nowej kategorii miejskich pojazdów, wyposażonych wyłącznie w elektryczny system napędowy lub system hybrydowy, w którym silnik spalinowy będzie jedynie wspomagać pracę napędu elektrycznego. Wszystkie inne zastosowania w pojazdach i maszynach, wymagające niezależnej pracy z dala od infrastruktury miejskiej czy przemysłowej pozostaną nadal z tradycyjnym tłokowym silnikiem spalinowym, przy

czym gama stosowanych do nich paliw z pewnością ulegnie rozszerzeniu.

Nowości z dziedziny układów napędowych, które zaprezentowano we Frankfurcie wychodzą naprzeciw oczekiwaniom nabywców, szczególnie w kontekście kryzysu ekonomicznego. Zmiany te nie są rewolucyjne, lecz dają wyraźny sygnał konstruktorom i producentom, w jakim kierunku należy rozwijać konstrukcję nowych systemów napędowych, w których tłokowy silnik spalinowy zajmuje nadal najważniejszą pozycję i prawie wszyscy wystawcy prezentowali również tego typu silniki, ale zawierające nowe rozwiązania techniczne. Dlatego też wymienione nowości nie wyczerpują wszystkich interesujących rozwiązań technicznych,

które pokazano na wystawie we Frankfurcie, a ich opis znajdzie się w następnym numerze kwartalnika.



Rys. 15. Hybrydowy zespół napędowy samochodu Lexus RX 450h

Zdjęcia autora i materiały reklamowe firm.

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

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

e-mail: [mbrzez@usk.pk.edu.pl](mailto:mbrzez@usk.pk.edu.pl)



## Aktualności

### Silniki ZI i ZS

#### Silnik V8 firmy Alfa Romeo

Włoski producent samochodów pracuje nad pierwszym od ponad 30 lat własnym silnikiem V8. W silniku tym, przewidzianym do zastosowania w nowym Alfa Romeo MiTo, będzie wykorzystany system MultiAir, który został opracowany przez firmę Fiat. Pojemność nowego silnika nie będzie większa niż 3 dm<sup>3</sup>. Prawdopodobnie powstanie wersja wolnossąca oraz doładowana dwiema turbosprężarkami twin turbo. Ten nowy silnik V8 będzie pierwszą taką jednostką od czasu modelu Montreal, który powstał w 1977 roku.

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

#### Nowe silniki BMW M5

W roku 2010 na rynku pojawi się unowocześniona wersja samochodu BMW serii 5. Rok później zaplanowano wprowadzenie do sprzedaży sportowego wariantu M5 z nowym silnikiem V8, który zastąpi dotychczasowy silnik V10, co pozwoli na zmniejszenie eksploatacyjnego zużycia paliwa. Silnik V8 Biturbo będzie miał pojemność skokową 4,4 dm<sup>3</sup>, będzie wyposażony w podwójne doładowanie pozwalające na osiąganie mocy ponad 555 KM oraz maksymalnego momentu obrotowego ok. 680 N·m. BMW podobne silniki montuje już między innymi do serii M swoich samochodów typu SUV – X5 i X6.

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

#### V10 w Audi

Pojawiły się pierwsze doniesienia prasowe o tym, że nowa generacja samochodu Audi RS6 będzie wyposażona w podwójnie doładowany silnik V8, a nie w dotychczasowe silniki V10 pochodzące od Lamborghini. Obecna generacja silników V10 o pojemności skokowej 5 dm<sup>3</sup> z podwójnym systemem doładowania rozwija moc maksymalną 580 KM.

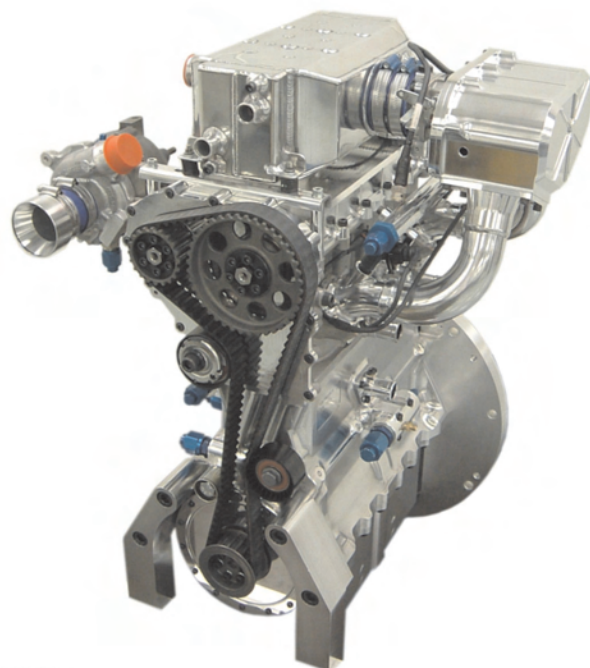
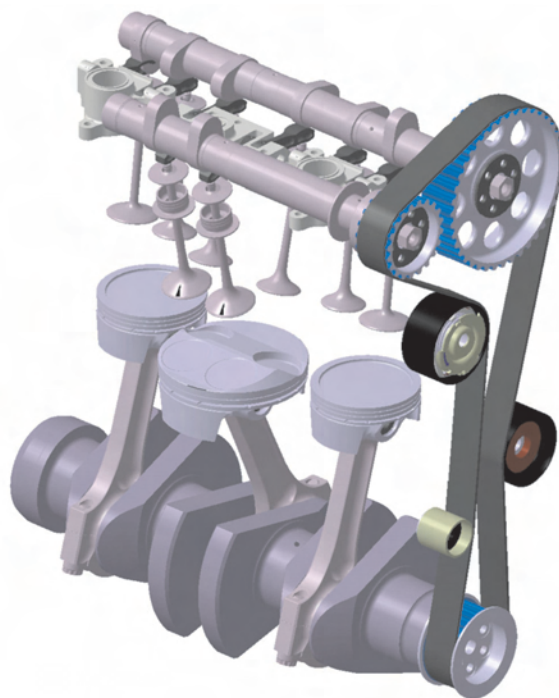


Oprac. na podst.: [www.audi.com](http://www.audi.com)

#### Koncepcyjny silnik pięciosuwowy

Na targach Engine EXPO 2009, które odbyły się w dniach 16–18 czerwca w Stuttgarcie, firma Ilmor Engine-

ering przedstawiła nowy model silnika Ilmor, określając go mianem 5-suwowego. Ilmor to niezależna firma brytyjska założona w 1984 roku przez Mario Illiena, Paula Morgana i Rogera Penske. Zajmuje się projektowaniem, rozwojem, badaniem i produkcją silników spalinowych. Początkowo jej zainteresowania koncentrowały się na silnikach wyścigowych, obecnie jej działalność coraz bardziej się różnicuje i obejmuje także projekty z zakresu produkcji przemysłu motoryzacyjnego (z silnikami ZS włącznie).



Przedstawiana propozycja silnika 5-suwowego jest konstrukcją o zapłonie iskrowym, w której zastosowano zwiększanie stopnia sprężania do wartości właściwych dla silnika ZS, uzyskując dzięki temu poprawę sprawności pracy, a więc zmniejszenie zużycia paliwa. Silnik wykonano w wersji 3-cylindrowej o pojemności skokowej 700 cm<sup>3</sup>, w której uzyskuje się moc użyteczną porównywalną z mocą 4-suwowego silnika o pojemności 1,8 dm<sup>3</sup>. Minimalna wartość jednostkowego zużycia paliwa wynosi 226 g/kW·h, a wartości mniejsze od 240 g/kW·h uzyskuje się w obszarze ponad 30% wartości średniego ciśnienia użytecznego. Dzięki temu silnik uzyskuje mniejsze zużycie paliwa niż najnowsze turbodoładowane silniki o zredukowanej pojemności skokowej. Zdaniem konstruktorów silnik ten jest rozwiązaniem szczególnie korzystnym dla pojazdów z napędem hybrydowym.

Istnieje kilka opatentowanych projektów konstrukcji silnika 5-suwowego. W jednej z takich konstrukcji wynalazionej przez Gerharda Schmitza proponuje się wykorzystanie co najmniej jednego niskociśnieniowego cylindra o większej średnicy, działającego w trybie dwusuwowym, usytuowanego pomiędzy dwoma mniejszymi cylindrami o dużym ciśnieniu spalania i pracujących w trybie czterosuwowym. W projekcie rozdzielono stopień sprężania od stopnia rozprężania dla spalin za pomocą trzeciego cylindra. Tak więc 5-suwowy cykl silnika Schmitza obejmuje: suw dolotu do mniejszych cylindrów o dużym ciśnieniu spalania, suwy sprężania, spalania i rozprężania w cylindrach roboczych, suw wylotu z cylindrów roboczych i dolot/rozprężenie do większego cylindra niskociśnieniowego oraz szum wylotu z niskociśnieniowego cylindra.

Całkowity stopień rozprężania jest iloczynem pierwszego i drugiego stopnia rozprężania objętościowego. Komora pracy każdego cylindra spalania w silniku Schmitza łączy się z komorą pracy cylindra niskiego ciśnienia przez zawór i kolektor. Objętościowy stopień sprężania cylindrów roboczych jest mały i dlatego silnik może być wysoko doładowany.

Oprac. na podst.: [www.ilmor.co.uk](http://www.ilmor.co.uk)

### Silnik Sky-G firmy Mazda

Firma Mazda znana jest z nietypowych konstrukcji silników spalinowych. Są to np. silniki Wankla i jednostki pracujące w obiegu Millera. Nowa zaproponowana seria silników Sky obejmuje jednostki z zapłonem iskrowym i samoczynnym.

W silniku ZI zastosowano bezpośredni wtrysk paliwa i zmienne fazy rozrządu. Blok zaprojektowano pod kątem redukcji wibracji oraz wzrostu wydajności cieplnej silnika. Według inżynierów Mazdy, jednostka z serii Sky-G w porównaniu z dotychczas oferowanym silnikiem 2 dm<sup>3</sup> ma wytwarzać o 15% wyższy moment obrotowy oraz o tyle samo mniejsze przebiegowe zużycie paliwa.

W nowo zaprojektowanym silniku ZS zastosowano piezoelektryczne wtryskiwacze oraz dwustopniowe turbodoładowanie zapewniające lepszą dynamikę pracy. Mazda zapewnia, że nowy silnik będzie nawet o 20% bardziej ekonomiczny od dotychczas stosowanego o pojemności 2,2 dm<sup>3</sup>. Podczas konstruowania Sky-D zmodyfikowano

głowicę, zmieniono kształt komór spalania oraz blok silnika, redukując wibracje do poziomu drgań wytwarzanych przez silniki benzynowe.

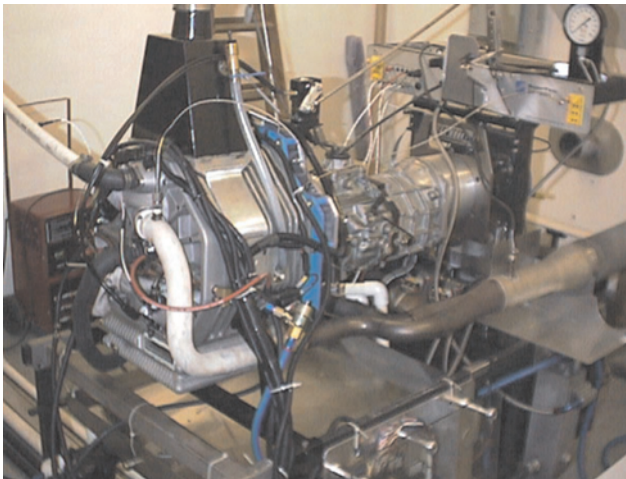
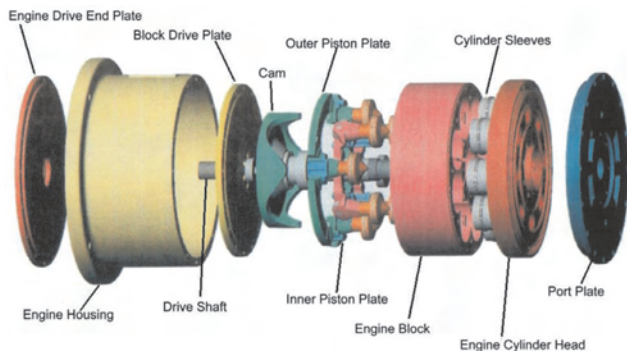


Oprac. na podst.: [www.mazda.com](http://www.mazda.com)

### Koncepcja silnika OX2 barrel engine przedstawiona przez AET

Firma Advanced Engine Technologies Inc. poinformowała, że zakończyła prace rozwojowe nad swoim silnikiem typu obrotowego OX2, uzyskując oczekiwaną charakterystykę pracy z maksymalną wartością momentu obrotowego większą od 407 N·m dla mocy 34 kW, przy prędkości roboczej około 760 obr/min.

Prace nad koncepcją silnika OX2 zapoczątkował w Australii jego wynalazca Steve Manthey. Od roku 1996 w pracach uczestniczy pionier przemysłu samochodów wyścigowych Carroll Shelby.



Silnik jest 8-cylindrową konstrukcją o układzie baryłkowym, w której głowica i krzywka są elementami stacjonarnymi, a blok cylindrowy i denka tłoków są elementami obrotowymi. W każdym cylindrze występuje proces spalania dwa razy na obrót, w dwóch cylindrach równocześnie, co ostatecznie kończy się czterokrotnym uzyskaniem suwu pracy na jeden obrót wału konwencjonalnego czterosuwowego silnika przy takiej samej objętości skokowej. Silnik może być przystosowany do pracy przy zastosowaniu każdego paliwa gazowego lub ciekłego.

Silnik OX2 osiąga znaczny moment obrotowy w całym zakresie pracy i dzięki temu nie występuje konieczność pracy silnika przy prędkościach obrotowych większych niż 2500 obr/min. W pewnych sytuacjach mogłoby to wyeliminować konieczność stosowania przekładni i z pewnością mogłoby zmniejszyć zużycie silnika. Wytwórca silnika twierdzi, że dla szczególnych zastosowań silnika możliwe jest znaczne zwiększenie prędkości obrotowej. Problem polega na tym, że wtedy wzrasta siła odśrodkowa unosząca tłoki z kształtowej powierzchni bieżni, co wymaga modyfikacji konstrukcyjnej zapobiegającej ich odrywaniu.

Obecnie silnik OX2 jest 4-suwowym silnikiem wolnossącym o pojemności skokowej 1,1 dm<sup>3</sup>, o średnicy 43,5 cm (17"), długości 33,3 cm (13") i całkowitej masie ok. 91 kg. Dzięki zwartej budowie silnik ma mniejszą o 75% masę i o 50% mniejsze wymiary od tradycyjnych silników wewnętrznego spalania. W wersji pionowej silnik zajmuje o 50% mniejszą powierzchnię.

Główne części silnika to kadłub, blok cylindra, górne denko tłoka, dolne denko tłoka, prowadnice, krzywki oraz wał napędowy. Części ruchome to blok cylindrowy, górne

oraz dolne denko tłoka. Komory spalania są tylko nieznacznie dłuższe od skoku, a tłoki muszą mieć jedynie grubość taką, aby można było w nich umieścić pierścienie. Tłoki silnika OX2 nie mają płaszczki i pierścienie stanowią jedyne miejsce kontaktu z tuleją. W efekcie tłoki nigdy nie stykają się z tuleją i nie są od niej zależne ze względu na podparcie. Taki system eliminuje boczne obciążenia komór roboczych.

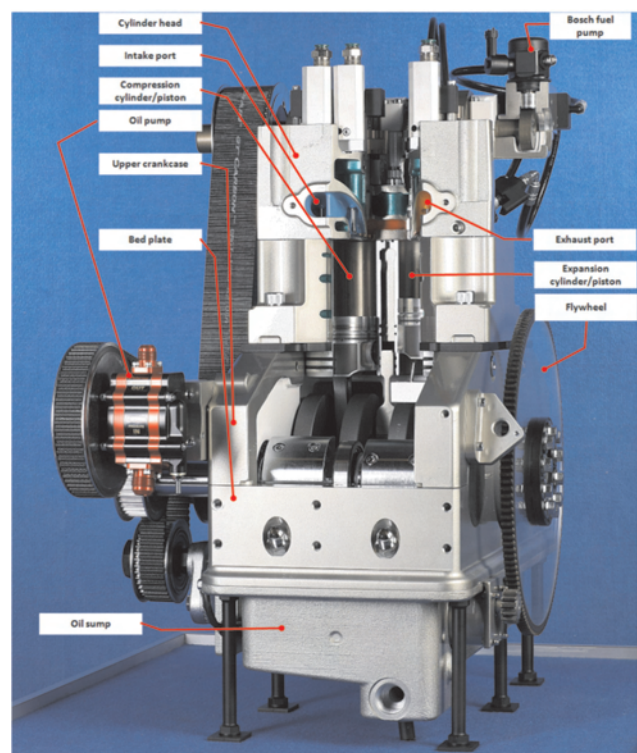
Przy oczekiwanej większej wartości masowego wskaźnika mocy, dużej zdolności do pracy na wielu różnych paliwach, przewidywanej mniejszej emisji i zużyciu paliwa, silnik jest szczególnie polecany do napędu generatorów. W przyszłości dodatkowe zastosowania silnika mogą obejmować urządzenia morskie, urządzenia pracujące w lekkich warunkach pracy na farmach i w budownictwie, do lekkich samolotów oraz do hybrydowych pojazdów elektrycznych.

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

### Prototyp silnika z cyklem dzielonym grupy Scuderi

Na międzynarodowym kongresie SAE w Detroit grupa Scuderi przedstawiła prototyp silnika z dzielonym cyklem. Prototypowy silnik jest wolnossącym silnikiem ZI i ma stanowić potwierdzenie słuszności koncepcji silnika z cyklem dzielonym i z zapłonem po GMP. Planuje się w przyszłości zastosowanie tej koncepcji w odniesieniu do silnika doładowanego, pneumatycznej wersji hybrydowej oraz do silnika ZS.

Oczekuje się, że przedstawiony prototyp silnika ZI o pojemności 1 dm<sup>3</sup> będzie wytwarzał aż do 80% mniej zanieczyszczeń niż typowy silnik wewnętrznego spalania oraz że silnik z turbodoładowaniem i pneumatyczno-hybrydowymi elementami składowymi osiągnie znaczące zmniejszenie zużycia paliwa.



Silnik Scuderi jest konstrukcją o cyklu dzielonym, w którym rozdzielane są cztery suwy konwencjonalnego cyklu roboczego na dwa dobrane parami cylindry: w jednym cylindrze odbywa się suw napełnienia/sprężania, a w drugim – suw pracy/wylotu. Przy zapłonie następującym po GMP silnik realizuje bardzo wydajne i czystsze spalanie w jednym cylindrze i sprężanie powietrza w drugim. Według Scuderi w silniku uzyskuje się stopnie sprężania powyżej 100:1 w cylindrze „gorącym”. Silnie sprężone powietrze wpływa do komory obejściowej, w której otrzymuje swój ładunek paliwa z dwóch wtryskiwaczy dla wtrysku bezpośredniego, a następnie wpływa do komory spalania przy dużej turbulencji i jednoczesnym gwałtownym mieszaniu dawki powietrza i paliwa. W rezultacie spalanie jest czterokrotnie szybsze niż przy stosowaniu silnika konwencjonalnego. Silnik Scuderi wykorzystuje również sprężone powietrze wytworzone po stronie sprężania do uruchomienia urządzeń pomocniczych silnika. Wszystkie zawory dolotowe i wylotowe są załączane pneumatycznie. W silniku nie ma przepustnicy do sterowania obciążeniem; sterowanie takie następuje za pomocą zaworów dolotowych i wylotowych.

Silnik wykorzystuje amortyzatory pneumatyczne do zawracania szybkich zaworów w komorze obejściowej; zawory te są również zasilane przez stronę sprężania silnika. Spalanie rozpoczyna się 15° OWK po GMP i kończy 23° po zapłonie. Powoduje to uzyskanie wyższych średnich temperatur, lecz mniejsze maksymalne temperatury niż w przypadku silników konwencjonalnych – nieoczekiwaną korzyścią jest tworzenie się niewielkich ilości NO<sub>x</sub>. Silnik Scuderi oferuje dużą gęstość mocy – turbodoładowany silnik o dzielonym cyklu ma dostarczać 103 kW/dm<sup>3</sup>.

Wybrane cechy pierwszych dwóch prototypów silników Scuderi		
	Silnik wolnossący z cyklem dzielonym	Silnik turbodoładowany z cyklem dzielonym
Prędkość obrotowa silnika (obr/min)	do 6 000	do 6 000
Moc użyteczna	podobna jak dla silnika konwencjonalnego	do 140 103 kW/dm <sup>3</sup>
Sprawność ogólna (pełne obciążenie)	podobna jak dla silnika konwencjonalnego	10–15% wyższa niż dla silnika konwencjonalnego
Emisja	do 80% mniej NO <sub>x</sub> niż w silniku konwencjonalnym	do 80% mniej NO <sub>x</sub> niż w silniku konwencjonalnym
Ciśnienie powietrza	5,0–6,0 MPa	11,0–13,0 MPa
Ciśnienie wtrysku paliwa	do 20,0 MPa	do 20,0 MPa
Średnie ciśnienie użyteczne	0,9 MPa/dm <sup>3</sup> (objętość skokowa)	2,2 MPa/dm <sup>3</sup> (objętość skokowa)
Stopień sprężania	100:1	100:1
Objętość skokowa (około 1 dm <sup>3</sup> )	0,58: strona sprężania 0,52: strona mocy	0,48: strona sprężania 0,52: strona mocy

W przeciwieństwie do silników konwencjonalnych, które wymagają dwóch obrotów wału korbowego do realizacji pojedynczego cyklu spalania, silnik Scuderi wymaga tylko

jednego obrotu. Ponadto badania dotyczące sprawności i emisji wykazują, że silnik taki jest zdolny do wytworzenia momentu obrotowego większego niż konwencjonalne silniki ZI i ZS.

Przewiduje się, że silnik turbodoładowany oraz pneumatyczny układ hybrydowy będą ukończone w 2010 roku.

Firma zamierza udostępnić producentom silników licencję na swoją technologię. Grupa Scuderi spodziewa się dalszego zaawansowania technologii z chwilą, gdy większa społeczność inżynierska rozpocznie prace nad silnikiem, dokonując swoich własnych modyfikacji, które najprawdopodobniej doprowadzą do uzyskania większej sprawności. Firma jest w trakcie rozmów z 14. spośród 20 największych producentów na świecie.

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

### Downsizing w silnikach Volkswagena 1.2 TSI i 1.6 TDI

Kontynuując koncepcję *downsizingu* w swoich produktach, koncern Volkswagen przedstawił dwa nowe silniki: silnik ZI typu TSI o pojemności 1,2 dm<sup>3</sup> oraz silnik ZS typu TDI o pojemności 1,6 dm<sup>3</sup>. Oba silniki będą dostępne w tym roku w nowych modelach pojazdów Polo i Golf.

Rodzina silników TSI zostaje w tym roku uzupełniona o 4-cylindrowy silnik o pojemności skokowej 1,2 dm<sup>3</sup> i znamionowej mocy użytecznej 77 kW. Turbodoładowany czterocylindrowy silnik został całkowicie zmodyfikowany i należy do konstrukcji udanych silników 1.4 TSI (trzykrotny zdobywca nagrody „Silnik roku”) i 2.0 TSI. Silnik łączy bezpośredni wtrysk paliwa silnika ZI i doładowanie turbosprężarkowe dla zapewnienia wysokich parametrów eksploatacyjnych i odpowiedniego przebiegu charakterystyki momentu obrotowego, pomimo swojej mniejszej objętości skokowej. Maksymalny moment obrotowy 175 N·m występuje przy niewielkiej prędkości obrotowej silnika równej 1500 obr/min.

Postępujący rozwój technologii silnikowej dla rodziny małych silników rygorystycznie stosuje się do zasad optymalizacji strat tarcia i stosowania lekkich konstrukcji. Silnik z aluminiową skrzynią korbową i całkowicie zmodernizowanym procesem spalania łączy: uzyskanie odpowiedniej mocy, małego poziomu zużycia paliwa i niewielkiej emisji. Silnik 1.2 TSI w zastosowaniu do piątej generacji samochodów Polo zużywa 5,5 dm<sup>3</sup>/100km, emitując 129 g/km CO<sub>2</sub>.

Podobnym przykładem *downsizingu* w grupie silników ZS jest silnik TDI o pojemności 1,6 dm<sup>3</sup>, który będzie stanowił w przyszłości bazę dla wszystkich 4-cylindrowych silników ZS koncernu Volkswagen.

W porównaniu z wycofanym silnikiem o pojemności skokowej 1,6 dm<sup>3</sup>, który był stosowany w poprzednim modelu pojazdu, średnie zużycie paliwa obniżono o 1,2 dm<sup>3</sup>. Odpowiada to redukcji CO<sub>2</sub> z silnika 1.6 TDI o 30 g/km. Silnik będzie dostępny w opcjach o następującej znamionowej mocy użytecznej: 55 kW (tylko samochód Polo), 66 kW i 77 kW. Silnik spełnia wymagania normy Euro 5 w zakresie emisji spalin. Wersje 1.6 TDI są wyposażone w system *common rail* z ciśnieniem wtrysku równym 160 MPa. Piezoelektryczne wtryskiwacze sterują wtryskiem wielokrotnym z zachowaniem dużej precyzji dawkowania paliwa i ustawienia faz rozrządu.

Podjmując wysiłek redukcji tarcia wewnętrznego silnika, dokonano optymalizacji konstrukcji wału korbowego, zaworów i napędów pomp. Odpowiedni stosunek kwadratowy skoku tłoka do średnicy cylindra minimalizuje straty tarcia na tulejach cylindrowych. Ponadto straty energii przepływu zostały ograniczone w obiegach oleju i czynnika chłodzącego, jak również w doprowadzeniu powietrza i przepływie powietrza doładowania. Wersja o znamionowej mocy użytkowej równej 66 kW jest dostępna z pakietem *Blue Motion*. Samochód z silnikiem w tej wersji wykazuje zużycie paliwa 3,6 dm<sup>3</sup>/100 km, co odpowiada wartości emisji CO<sub>2</sub> równej 96 g/km. W wersji standardowej bez pakietu *Blue Motion* silnik zużywa 4,2 dm<sup>3</sup>/100 km.

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

### Bezpośredni wtrysk paliwa jako wynik współpracy CPT i AVL

Firmy Controlled Power Technologies (CPT) i AVL List GmbH (AVL) zaprojektowały silnik ZI, który zachowuje dotychczasowe wartości wskaźników kosztocłonności, masy, emisji i dynamiki jazdy, redukując jednocześnie emisję CO<sub>2</sub> do poziomu napędów z silnikami ZS. Doświadczalny pojazd AVL wyposażono w zaawansowany 4-cylindrowy silnik o pojemności 2 dm<sup>3</sup> z bezpośrednim wtryskiem benzyny, z podwójną krzywką dla ustawienia faz rozrządu i pojedynczą kierownicą turbosprężarki z przepustnicą dla uzyskania wysokiej mocy użytkowej i momentu obrotowego, odpowiednio 147 kW i 400 N·m. Integracja systemu wzmocnienia zmiennego momentu obrotowego (VTES) z turbosprężarką wykonaną wg specjalnej technologii eliminuje prawie wszystkie dostrzegalne opóźnienia doładowania, nawet w porównaniu do turbodoładowania ze zmienną geometrią typową dla silników ZS.



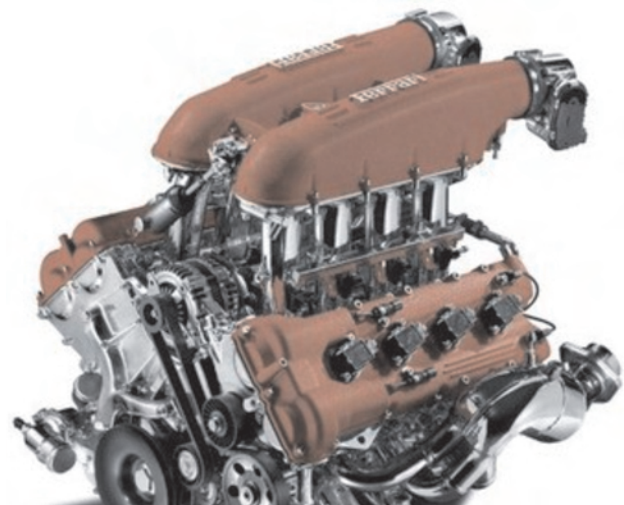
VTES stosuje zoptymalizowaną sprężarkę promieniową, która umożliwia uzyskanie dużego natężenia przepływu powietrza, ciśnienia i sprawności. Produkt jest zaprojektowany pod kątem możliwej integracji zarówno z silnikiem ZI, jak i ZS w celu uzyskania zwiększonego momentu obrotowego, kontroli emisji i redukcji CO<sub>2</sub>. System chłodzonej zewnętrznej recyrkulacji spalin, współczynnik  $\lambda = 1$  dla wszystkich obciążeń silnika aż do 4000 obr/min, a także zaawansowane zarządzanie ciepłem dodatkowo zwiększają potencjalne możliwości redukcji emisji CO<sub>2</sub>.

Dzięki dodatkowemu wprowadzeniu sterowania uruchomieniem i zatrzymaniem silnika „start-stop” oraz inteligentnego regulatora prądnicy, silnik zamontowany w samochodzie demonstracyjnym VW Passat wykazuje emisję CO<sub>2</sub> na poziomie 159 g/km przy masie pojazdu równej 1590 kg, co pozwala na spełnienie wymagań norm emisji Euro 5. Produkowany seryjnie samochód VW Passat emituje 165 g/km CO<sub>2</sub>, gdy ma zamontowany silnik ZS 2.0 l TDI (170 kW) i 194 g/km CO<sub>2</sub>, kiedy jest wyposażony w silnik ZI 2.0 l TFSI (150 kW). Jednocześnie silnik 2.0 l TFSI daje większe wartości parametrów eksploatacyjnych i mniejszą emisję spalin, podczas gdy system VTES zapewnia właściwą reakcję w stanach przejściowych, nawet przy najmniejszych prędkościach obrotowych silnika, równoważną reakcji silnika wolnosącego o dwukrotnie większej pojemności skokowej.

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

### Nowe silniki ZI Ferrari w Dodge Viper

Współpraca amerykańskiego koncernu motoryzacyjnego Chrysler z włoskim Fiatem zaczyna przynosić pierwsze efekty. Prawdopodobnie następna generacja modelu Dodge Viper będzie napędzana silnikiem V10 od Ferrari. Dyrektor zarządzający Fiata Sergio Marchionne zamierza wykorzystać włoskie doświadczenia w celu zredukowania kosztów produkcji Viper. Nowa generacja silników Ferrari będzie produkowana w różnych konfiguracjach z różnymi pojemnościami.



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

### Zmodyfikowane silniki Suzuki

We wrześniu br. podczas targów motoryzacyjnych we Frankfurcie Suzuki zaprezentowało odświeżoną gamę jednostek napędowych dla modelu SX4. Nowe samochody będą wyposażone w te same silniki, jednak ich konstrukcje ulegną zmianie. Przede wszystkim jednostka ZI o pojemności 1,6 dm<sup>3</sup> korzystająca ze zmiennych faz rozrządu będzie wyposażona w nową głowicę. Inżynierowie poprawili emisję CO<sub>2</sub> w tym silniku aż o 10%.

Podobną poprawę wykazuje jednostka ZS o pojemności skokowej 2 dm<sup>3</sup>. Silnik DDiS będzie emitować tylko 143 g/km, co oznacza zmniejszenie emisji o 18%.

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

## Doladowanie

### System spalania EcoBoost firmy Ford

Turbodoładowane silniki ZI typu *EcoBoost* z bezpośrednim wtryskiem paliwa koncernu Ford mają w najbliższej przyszłości odegrać znaczącą rolę w zmniejszeniu zużycia paliwa dzięki tzw. *dowsizingowi*. Pierwsze zastosowanie tego pakietu technologicznego w sześciocylindrowym silniku widlastym o pojemności 3,5 dm<sup>3</sup> (*Duratec D35 EcoBoost*) daje aż do 12% mniejsze zużycie paliwa oraz 15% mniejszą emisję przy wartościach momentu obrotowego i mocy porównywalnych z wartościami uzyskiwanymi dla 8-cylindrowego widlastego silnika o pojemności skokowej 5,4 dm<sup>3</sup> z wielopunktowym wtryskiem paliwa 5.4L (PFI) V8.

Pierwsze pojazdy napędzane tego typu jednostkami, o oznaczeniu SCTi, trafią do sprzedaży w Europie w 2010 roku. Na początku będą to dwa silniki: 1,6 dm<sup>3</sup> o mocach w przedziale 150–180 KM oraz 2,0 dm<sup>3</sup> o mocy powyżej 200 KM. Dzięki zaprojektowaniu nowego systemu spalania, wszystkie silniki cechują się mniejszym zużyciem benzyny oraz mniejszą emisją spalin. System ten składa się z trzech elementów: bezpośredniego wtrysku paliwa z jego dawkowaniem pod bardzo wysokim ciśnieniem, zaawansowanej technologicznie turbosprężarki i układu niezależnych faz rozrządu dla dwóch wałków sterujących zaworami dolotowymi i wydechowymi. Cała rodzina silników *EcoBoost* spełnia przyszłą normę emisji spalin Euro 5.



Przy projektowaniu systemu *EcoBoost* inżynierowie koncernu Ford skupili się na wtryskiwaczu, modelu rozpylenia strugi, geometrii tłoka, konstrukcji okna wlotowego oraz innowacyjności procesów roboczych. Metodyka polegała na modelowaniu 3D CFD (trójwymiarowa obliczeniowa dynamika płynów) w połączeniu z doświadczeniami, w których wykorzystywano optyczne silniki z pojedynczym cylindrem i silniki wielocylindrowe. Dla spełnienia nałożo-

nych wymagań koncepcji *EcoBoost* system spalania musiał zapewniać działanie przy średnim ciśnieniu użytecznym ok. 1,7 MPa w zakresie prędkości obrotowych silnika od 1500 do 5500 obr/min, uzyskiwać jednorodność mieszanki paliwowo-powietrznej równoważną jednorodności dla silnika wolnossącego przy obciążeniach częściowych dla zapewnienia docelowego zużycia paliwa, umożliwiać uzyskanie poziomu emisji PZEV, zminimalizować emisję zadymienia i energię uderzenia strugi paliwa o cylinder w celu zapewnienia dużej wytrzymałości silnika.

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

## Osprzęt

### Zintegrowany generator rozruchowy 12 V o napędzie pasowym dla samochodów z silnikami ZS

Controlled Power Technologies (CPT) zaprojektował pierwszy zintegrowany generator rozruchowy o napędzie pasowym w celu wykorzystania konwencjonalnego systemu elektrycznego pojazdu o napięciu 12 V z wyjściem dużej mocy. System taki jest niezbędny do zapewnienia dobrej funkcjonalności przy startach i zatrzymaniach dla większości samochodów europejskich wyposażonych w silniki ZS i ZI.



System CPT SpeedStart B-ISG może umożliwić aż do 5% redukcji emisji CO<sub>2</sub> w teście NEDC po zintegrowaniu ze współczesnym układem przenoszenia mocy, z możliwością uzyskania nawet większych oszczędności w rzeczywistych warunkach eksploatacji w ruchu miejskim. Urządzenie to jest maszyną elektryczną chłodzoną cieczą o przełączanym oporze magnetycznym (SR), sprzężoną z elektroniką mocy i umieszczoną we wspólnej obudowie. Urządzenie to ma prostą konstrukcję, dokładne sterowanie i bardzo wysoką gęstość mocy i wydajność. Opatentowany system chłodzenia cieczą utrzymuje zarówno uzwojenia silnika, jak i elektronikę mocy pod ścisłą kontrolą termiczną. Wysokie osiągi i moc wyjściowa wymagają dużej energii elektrycznej, co

wymaga odpowiednich parametrów czynnika chłodzącego, których nie może osiągnąć powietrze doprowadzane w ekstremalnych warunkach pracy. Czynniki chłodzący pochodzą z normalnego systemu chłodzenia silnika.

Chłodzenie cieczą ma wiele zalet w porównaniu z doprowadzaniem powietrzem. Zapewnia ono bardzo stabilne otoczenie dla urządzeń mocy. Nie zagraża mu woda lub kurz, jak w przypadku tradycyjnych chłodzonych powietrzem maszyn ze sprzęgłem kłowym. Główną innowacją systemu SpeedStart polega na tym, że system ten został skonstruowany tak, aby jego moc wystarczała do uruchomienia silnika ZS o pojemności 2 dm<sup>3</sup>, z układem *common rail*, w czasie o połowę krótszym od czasu wymaganego przez normalny silnik rozruchowy (od 0 do 750 obr/min w czasie krótszym niż 400 ms przy typowej wartości 750 ms). Ponadto uniknięto konieczności stosowania kondensatorów o dużych pojemnościach i zachowano standardowy 12 V system elektryczny pojazdu.

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

### Nowoczesne świece Bosch

W nowym samochodzie BMW Z4 sDrive 35i z zaawansowanym konstrukcyjnie trzylitrowym silnikiem biturbo o mocy 306 KM zastosowano nowoczesne świece zapłonowe typu ZGR 6 STE 2 produkcji Bosch. Te nowoczesne świece cechują się trwałością i niezawodnością działania dzięki temu, że elektroda środkowa i elektroda masy wykonane są z odpornego na korozję stopu nikolowo-irytowego. Itr sprawia, że świece są wyjątkowo odporne na korozję i przeciążenia termiczne. Miedziane rdzenie w tych elektrodach mają zdecydowany wpływ na zmniejszenie zużycia paliwa oraz bardzo dobre przewodzenia ciepła. Doskonałe parametry świecy zapewnia także to, że podwójny sześciokąt o średnicy klucza 14 mm wymaga niewielkiej powierzchni montażowej. Dodatkową zaletą ZGR 6 STE 2 jest generowanie iskry powietrzno-ślizgowej, która umożliwia kompletne spalanie i równą pracę silnika. Czas pracy świec sportowych przy pełnym obciążeniu wynosi 70%, czyli siedmiokrotnie więcej niż czas eksploatacji świec wykorzystywanych w ruchu ulicznym.



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

### System start-stop w silnikach Volvo

Volvo Cars po raz pierwszy w historii obniżyło emisję CO<sub>2</sub> poniżej 100 gram na kilometr. Na targach motoryzacyjnych we Frankfurcie zaprezentowano nowe C30 DRIVE, wyposażone w technologię start/stop, zużywające zaledwie 3,8 dm<sup>3</sup> oleju napędowego na 100 km. Poziom emisji jest również niski i wynosi jedynie 99 g CO<sub>2</sub> na 1 km.

Eko-Volvo Volvo C30 1.6D DRIVE już od wiosny 2009 roku jest dostępne z funkcją start/stop, która wyłącza silnik podczas postoju. Funkcja ta, wraz z wieloma innymi ulepszeniami w sterowaniu silnikiem i technologii spalania, już wtedy umożliwiła ograniczenie emisji do 104 g CO<sub>2</sub>/km. Kilka miesięcy później dokonano kolejnych ulepszeń. Volvo C30 DRIVE z funkcją start/stop umożliwia przebycie 1380 km na jednym zbiorniku oleju napędowego o pojemności 52 dm<sup>3</sup>.

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

### Napędy alternatywne

#### Mercedes zasilany wodorem

Mercedes po raz pierwszy wprowadza do swojej gamy samochód zasilany wodorem. Wcześniej rozwiązanie takie stosowało tylko BMW.

Pierwsze egzemplarze samochodu powstaną jeszcze w tym roku. Na początek trafią one do odbiorców w USA i Europie. Mercedes klasy B napędzany układem wodorowo-elektrycznym będzie porównywalny pod względem mocy z silnikami ZI o pojemności skokowej 2 dm<sup>3</sup>. Wodorowy Mercedes będzie zużywał 2,72 dm<sup>3</sup>/100 km w porównaniu do silnika ZI. Ponadto nie emituje związków szkodliwych.

Silnik rozwija moc 134 KM oraz maksymalny moment obrotowy o wartości 290 N·m. Ogniwa wodorowe będą mogły być uruchamiane nawet w wysokich minusowych temperaturach (do -25°C).

[www.mercedes-benz.com](http://www.mercedes-benz.com)

#### Paliwa

##### Biopaliwo z arbuźów

Amerykańscy naukowcy odkryli, że dobrym źródłem energii są arbuzy. Jak donosi dziennik "The Daily Telegraph", rocznie będzie można produkować aż 9 milionów dm<sup>3</sup> biopaliwa.

Okazuje się, że ten wodnisty i bardzo popularny owoc jest bardzo dobrym źródłem cukru, z którego może być destylowany alkohol, który z kolei może zasilać nie tylko samochody, ale także maszyny rolnicze. Co roku zniszczeniu ulega 360 tysięcy ton arbuźów. Jest to prawie jedna piąta rocznych plonów.

Według amerykańskich analityków z Departamentu Rolnictwa z takiej ilości można wyprodukować aż 9 milionów dm<sup>3</sup> paliwa rocznie. Jak wyliczyli naukowcy, z jednego akra uprawy arbuźów można wyprodukować 20 galonów paliwa dzięki procesowi fermentacji. Pomysłem są już bardzo zainteresowane zagraniczne firmy.

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

## Books on combustion engines

### Książki o silnikach

#### ANALIZA RZECZYWISTYCH PARAMETRÓW TECHNICZNO-EKSPLOATACYJNYCH GAZOWYCH ZESPOŁÓW KOGENERACYJNYCH

Dużyński A.

Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2008

W monografii przedstawiono opisy i analizę pracy kilkunastu eksploatowanych w kraju nowoczesnych gazowych instalacji kogeneracyjnych z silnikami zasilanymi biogazem i gazem kopalnianym pozyskiwanym z odmetanowania kopalń węgla kamiennego oraz dotychczasowe doświadczenia eksploatacyjno-ruchowe zdobyte przez ich użytkowników. Publikacja przeznaczona jest dla osób zainteresowanych konstrukcją, budową i eksploatacją gazowych zespołów kogeneracyjnych, wytwarzających w skojarzeniu energię elektryczną, ciepło i chłód.

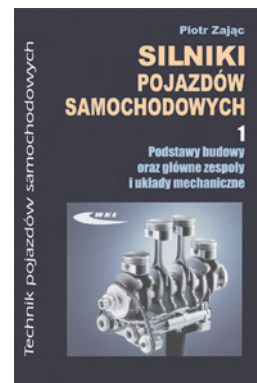


#### SILNIKI POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH. CZĘŚĆ 1. PODSTAWY BUDOWY ORAZ GŁÓWNE ZESPOŁY I UKŁADY MECHANICZNE

Zając P.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009

W części pierwszej książki opisano podstawy budowy oraz główne zespoły mechaniczne silników spalinowych pojazdów samochodowych. Przedstawiono zagadnienia teoretyczne dotyczące pracy silnika oraz jego podstawowe parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne. Zaprezentowano budowę i działanie oraz zasady eksploatacji, obsługi i naprawy głównych zespołów i układów mechanicznych, czyli kadłubów i głowic, układu korbowego i układu rozrządu silników spalinowych. Materiał bogato zilustrowano przykładami, uwzględniając najnowsze rozwiązania konstrukcyjne silników.

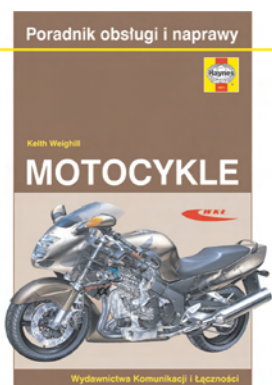


#### MOTOCYKLE

Weighill K.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009

Bogato ilustrowany, praktyczny poradnik poświęcony obsłudze i naprawie motocykli i skuterów różnych marek. Opisano podstawowe narzędzia do obsługi i naprawy, zasady bezpieczeństwa i higieny pracy podczas obsługi technicznej, czynności wchodzące w zakres obsługi podstawowej i rozszerzonej oraz obsługę i naprawę poszczególnych zespołów i układów motocykli i skuterów, bardzo szczegółowo ilustrując przebieg poszczególnych czynności z zakresu obsługi i naprawy silnika, podwozia i urządzeń wyposażenia elektrycznego.



#### SYSTEMY TRANSMISJI DANYCH

Grzejszczyk E., Fryśkowski B.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009

Podręcznik opisuje zagadnienia budowy, sposoby funkcjonowania i zastosowań przewodowych (K-Line, CAN, LIN, MOST, FlexRay) i bezprzewodowych (IEEE 802.11, HiperLAN/2, DECT, Bluetooth, GSM, GPS, GPRS) samochodowych magistrali danych. W opisie architektury sieci teleinformatycznych pojazdu uwzględniono model OSI oraz kompatybilność elektromagnetyczną. Praktyczne zastosowanie samochodowych układów transmisji danych przedstawiono na przykładach stanowisk realizujących podstawowe procedury i badanie wybranych przewodowych oraz bezprzewodowych magistrali danych.



#### PODSTAWY OBSŁUGIWANIA I NAPRAW

Abramek K. F., Uzdowski M.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009

W książce przedstawiono najistotniejsze zagadnienia związane z eksploatacją i naprawą pojazdów samochodowych. Opisano techniczne i eksploatacyjne objawy zużycia pojazdów, organizacyjne aspekty obsługi (systemy obsługowo-naprawcze, metody planowania obsługi, indywidualizację cykli obsługi w zależności od różnych czynników), zakres i czynności obsługi (ocenę stanu technicznego z wykorzystaniem metod diagnostycznych), wyposażenie do obsługi i napraw pojazdów (w tym urządzenia kontrolno-pomiarowe i przegląd ważniejszych urządzeń), dokumentację warsztatową (m.in. dokumentację technologiczną, dokumentowanie prac obsługowych i napraw oraz bazy danych).



#### ZASOBNIKOWE UKŁADY WTRYSKOWE COMMON RAIL, WYD. 2

Praca zbiorowa, tłum. Szulborski A., Łęgievicz J.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009

Jest to informator poświęcony budowie i działaniu najnowocześniejszego, i najbardziej dynamicznie rozwijającego się rodzaju układu zasilania silników wysokoprężnych, stosowanego w silnikach samochodów osobowych i pojazdów użytkowych. Dokonano przeglądu układów *common rail*, opisano elementy obwodów niskiego i wysokiego ciśnienia, elektroniczny układ sterowania EDC oraz diagnostykę pokładową i warsztatową tych układów. W drugim wydaniu uwzględniono najnowsze odmiany układów wtryskowych *common rail* i najnowsze wtryskiwacze oraz pompy wysokiego ciśnienia.



## Honorary Membership of Polish Scientific Society of Combustion Engines for prof. Hans Peter Lenz

### *Honorowe członkostwo Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych dla prof. Hansa Petera Lenza*

On 23.06.2009, during the 2009 PTNSS Congress on Combustion Engines, the General Assembly of the Members of Polish Scientific Society of Combustion Engines decided to award prof. H. P. Lenz with the title of Honorary Member of our Society.

Professor H.P. Lenz received the Honorary Member Certificate on 29.06.2009 – during the Opening Ceremony of 12th EAEC 2009 European Automotive Congress „Europe in the Second Century of Auto-Mobility”, organized by EAEC (European Automobile Engineers Cooperation), FISITA and SAITS (Slovak Society of Automotive Engineer) in Bratislava on 29.06-1.7.2009. Prof. Hans Peter Lenz was a member of the Scientific and Technical Committee of this Congress

During the Opening Ceremony of the Congress prof. Jerzy Merksisz, President of the Polish Scientific Society of Combustion Engines said:

*It's a great honor and privilege for me to announce that the General Assembly of the Members of Polish Scientific Society of Combustion Engines decided to award prof. H.P. Lenz with the title of Honorary Member of our Society. This title is the highest recognition in our organization.*

*Dear Professor, Your prestige and reputation are well known in Poland among us engineers. The activity as President of Austrian Society of Automotive Engineers for many years has been very helpful and important to us. Please accept this honorary title and stay open to support our ambitious plans and activities.*

*It's a great pleasure that I can personally present this certificate of honorary membership to prof. Lenz, particularly in this very important congress, in this beautiful city of Bratislava, in a friend country of Slovakia.*

Dnia 23.06.2009 r., podczas obrad Kongresu Silników Spalinowych PTNSS 2009, Walne Zebranie Członków Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych podjęło uchwałę o nadaniu prof. H. P. Lenzowi tytułu Honorowego Członka Towarzystwa.

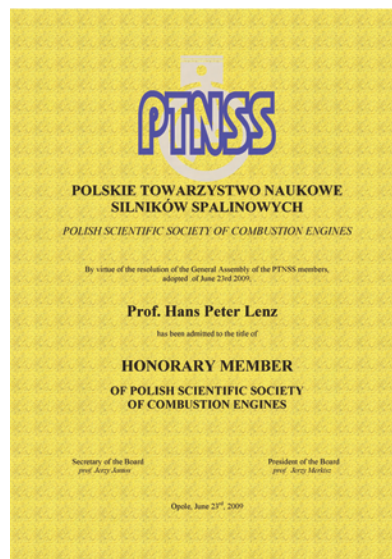
Dyplom poświadczający ten fakt został wręczony wyróżnionemu 29.06.2009 podczas ceremonii otwarcia kongresu 12th EAEC 2009 European Automotive Congress "Europe in the Second Century of Auto-Mobility" organizowanej przez European Automobile Engineers Cooperation (EAEC), FISITA i Slovak Society of Automotive Engineer (SAITS) w Bratysławie w dniach 29.06-1.7.2009. Prof. Lenz był członkiem Komitetu Naukowego tego kongresu.

Podczas ceremonii wręczenia wyróżnienia prof. Jerzy Merksisz, Prezes Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych powiedział:

*Jest dla mnie wielkim zaszczytem i przywilejem ogłosić, że Walne Zebranie Członków Towarzystwa Silników Spalinowych zdecydowało o wyróżnieniu prof. H.P. Lenza tytułem Honorowego Członka naszego Towarzystwa. Jest ono dowodem najwyższego uznania naszej organizacji.*

*Panie Profesorze, cieszy się Pan w Polsce najwyższym szacunkiem i uznaniem wśród nas, inżynierów. Pana wieloletnia działalność jako Prezydenta Austriackiego Stowarzyszenia Inżynierów była dla nas bardzo ważna i pomocna. Proszę przyjąć ten tytuł honorowy i wspomagać nas w naszych ambitnych zamierzeniach i działaniach.*

*Sprawia mi dużą radość, że mogę osobiście przedstawić i wręczyć ten dyplom Członka Honorowego, szczególnie na tym ważnym kongresie, w tym pięknym mieście – Bratysławie, w zaprzyjaźnionym kraju – Słowacji.*



## III Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych zorganizowało po raz trzeci Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych – PTNSS KONGRES 2009. Poprzednie odbyły się w Szczyrku (2005 r.) i w Krakowie (2007 r.). Tym razem miejscem kongresu było Opole (rys. 1), a odbył się on w dniach 22–24 czerwca 2009 r. Jego gospodarzem była Politechnika Opolska (rys. 2), na której rolę organizatorów pełnił zespół pracowników Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych pod kierunkiem prof. nadzw. dr hab. inż. Jerzego Jantosa.



Rys. 1. Rynek w Opolu – miejsce kongresu

Tak jak w poprzednich latach Kongres PTNSS skupił przedstawicieli środowisk akademickich, jednostek i instytutów badawczo-rozwojowych, przedsiębiorstw produkcyjnych oraz firm handlowych i usługowych związanych z branżą silników spalinowych. Wzięło w nim udział ponad 200 uczestników, w tym 37 z różnych państw, m.in.: Austrii, Finlandii, Niemiec, Włoch, Kanady, Anglii, Francji i Japonii. Na kongres przybyli przedstawiciele znaczących środowisk naukowych i centrów badawczych: Werner Moser – Managing Director AVL/Graz, Austria, prof. Hans-Peter Lenz – President Austrian Society of Automotive Engineers, Austria, prof. Tadashige Kawakami – Hosei University, Japonia, prof. Ryota Nakashima – Hosei University, Japonia, prof. Mirosław Wyszyński – University of Birmingham, Wlk. Brytania. Uczestniczyli w nim także przedstawiciele wielkich koncernów samochodowych oraz znanych firm zaplecza motoryzacyjnego, m.in.: Toni Kinnunen – Chief Technology Officer, Ecocat Oy, Finlandia, Toni Latvasalo – Wartsila Finland Oy, Finlandia, Joachim Deppe – LaVision GmbH, Niemcy, Dr. Werner Hentschel – Volkswagen AG, Niemcy, Gerardo Carelli – UMICORE, Włochy, Sergio Del Re – Ecocat Srl, Włochy, prof. Giovanni Cipolla – GM Powertrain Europe, Włochy, Paolo Emanuele Ferrero – FIAT Powertrain Technologies, Włochy.



Rys. 2. Fragmenty Politechniki Opolskiej, miejsca obrad kongresu

Tematyka kongresu obejmowała najnowsze osiągnięcia w dziedzinie konstrukcji, badań i produkcji silników spalinowych, paliw silnikowych i ekologii. Głównymi tematami były: systemy wtrysku paliwa i tworzenia mieszaniny palnej, procesy spalania w silnikach ZI i ZS, sterowanie procesem spalania w silnikach, obciążenia cieplne silników i wykorzystanie ciepła, paliwa alternatywne, pomiary i kontrola emisji, alternatywne źródła napędów, osprzęt silników, badania, diagnostyka, trwałość i niezawodność silników, modelowanie i optymalizacja procesów w silnikach, światowe tendencje w technologii i produkcji silników spalinowych.

Honorowy patronat nad Kongresem PTNSS w 2009 r. objęli: wicepremier RP, minister gospodarki Waldemar Pawlak oraz minister nauki i szkolnictwa wyższego Barbara Kudrycka. Członkami Komitetu Honorowego Kongresu zostali Maciej Bernhardt – profesor Politechniki Warszawskiej, Marian Cichy – profesor Politechniki Gdańskiej, Paolo Ferrero – Vice-President Product Engineering Fiat Powertrain, prof. Herbert Heitland, Niemcy, Andrzej Kowalewicz – profesor Politechniki Radomskiej, prof. Hans-Peter Lenz – President Austrian Society of Automotive Engineers,

prof. Helmut List – President AVL List GmbH, prof. Stefan Pischinger – President FEV, Niemcy, Józef Sebesta – marszałek województwa opolskiego, prof. Jerzy Skubis – rektor Politechniki Opolskiej, dr Marek Ślęzak – naczelnik Wydziału Nauk Technicznych Departamentu Badań Naukowych, Jan A. Wajand – profesor Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, Marian Zabłocki – profesor Politechniki Krakowskiej, Ryszard Zembaczyński – prezydent miasta Opola.

Członkami Komitetu Naukowego zostało 71 wybitnych naukowców z dziedziny motoryzacji z kraju i zagranicy.

Otwarcia kongresu dokonał prof. Jerzy Merkisz – Prezes Zarządu PTNSS i jednocześnie Przewodniczący Komitetu Organizacyjnego, który wygłosił referat pt. *Automotive market in the face of global economy crisis*, inaugurujący trzydniowe obrady (rys. 4). Program kongresu obejmował 3 sesje plenarne, na których swoje referaty wygłosiło 9 osób i 7 sesji technicznych, podczas których referaty wygłosiło 30 osób. Ze względu na duże zainteresowanie kongresem i dużą liczbę uczestników zorganizowano również 2 sesje posterowe (rys. 5), podczas których zaprezentowano 116 referatów w formie graficznej.

Nowością na kongresie był zorganizowany panel przemysłu pt. "Spotkanie motoryzacji z nauką", którego celem

było udzielenie wsparcia merytorycznego tym jednostkom i przedsiębiorcom, które chcą rozwijać się w branży motoryzacyjnej. Dlatego też przygotowano specjalny program panelu dotyczący tematów: *Jak nawiązać współpracę z przemysłem motoryzacyjnym; Jak utrzymać stabilną firmę na fali przemian ekonomicznych oraz Jakie są nowe perspektywy wytwarzania paliw alternatywnych do silników samochodowych*. Dyskusje prowadziły znane osobistości ze świata nauki i przemysłu.



Rys. 3. Obrady plenarne

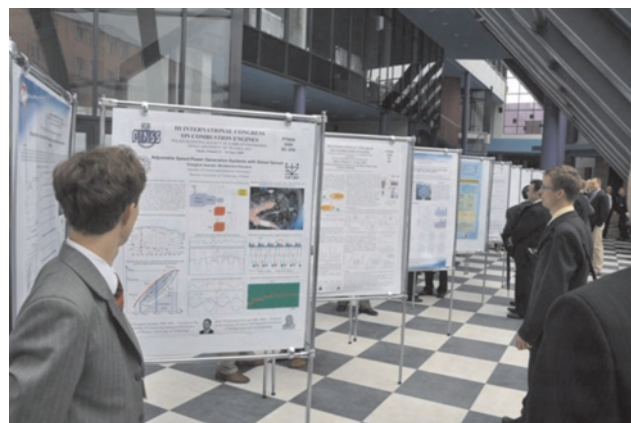
Na potrzeby kongresu uruchomiono specjalny dwujęzyczny serwis pod adresem: <http://www.ptnss.pl/kongres>, umożliwiający elektroniczną rejestrację uczestników oraz wystawców, a także przesyłanie artykułów. W serwisie zarejestrowały się 243 osoby, ale ostatecznie w kongresie uczestniczyło 219

osób, w tym 36 z zagranicy. Nadesłano 184 streszczenia artykułów, ale w materiałach konferencyjnych po recenzjach zostało opublikowanych 148 prac. Prace opublikowano w dwóch zeszytach czasopisma *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* o numerach **2009-SC1** i **2009-SC2**, a także numerach **2009-SS2** i **2009-SS3** z br.

Ważne na kongresie były trzy sesje plenarne, poświęcone kierunkom rozwoju silników spalinowych i przyszłościowych paliw, a prowadzone głównie przez gości, specjalistów z zagranicznych ośrodków badawczych. Byli nimi: prof. Hans-Peter Lenz (Prezydent Austrian Society of Automotive Engineers, Austria), Toni Kinnunen (Chief Technology Officer, Ecocat Oy, Finlandia), Toni Latvasalo (Wartsila Finland Oy, Finlandia), dr Werner Hentschel (Volkswagen AG, Niemcy), Gerardo Carelli (Global Fiat/Iveco/CNH Team, Włochy), Sergio Del Re (Ecocat Srl, Włochy), Paolo Emanuele Ferrero (Fiat Powertrain Technologies, Włochy), Giovanni Cipolla (GM Powertrain Europe, Włochy), Hermann Josef Ecker (FEV Motorentechnik GmbH, Niemcy), Kurt Gschweidl (AVL List GmbH, Austria), Kurt Engeljehring (AVL List GmbH, Austria).



Rys. 4. Referat inauguracyjny kongres



Rys. 5. Sesja posterowa

Szczególnie interesujące były przedstawione w pierwszej sesji plenarnej wykłady poświęcone rozwojowi silników i emisji spalin wygłoszone przez Maiorana Giovanni pt. *Diesel and Gasoline Powertrains Development* oraz Giovanni Cipolla pt. *The Increasing Demand of Near-Zero Emissions for Urban Transportation*, którzy przedstawili główne kierunki zmian w konstrukcji silników oraz wizję przyszłościowych norm emisji. Duże znaczenie miał też wykład z drugiej sesji plenarnej, poświęcony paliwom alternatywnym, wygłoszony przez Gerardo Carelli pt. *Natural Gas: A Real Alternative*, czy wykład z trzeciej sesji plenarnej wygłoszony przez Kurta Gschweidla, poświęcony napędom hybrydowym pt. *Challenges in Hybrid Powertrain Development – New Processes and Test Methodologies*.

Kongresowi towarzyszyły imprezy dodatkowe. Dużym zainteresowaniem cieszyła się wystawa przemysłu motoryzacyjnego, sfinansowana przez uczestniczących w niej wystawców, na której zaprezentowano przegląd silników od lotniczych do najnowszego samochodowego zaprezentowanego przez Fiat Powertrain. Można było porównać konstrukcję samochodu Ford T z 1908 r. z Fordem Ka z 2009 r. (rys. 6), zapoznać się z konstrukcją samochodu Leopard (rys. 7) oraz samochodu studenckiego SASPO (rys. 8). Ważne dla uczestników były stanowiska firm prezentujących najnowsze osiągnięcia z dziedziny aparatury pomiarowo-badawczej i urządzeń dydaktycznych (rys. 9). W wystawie uczestniczyło 18 wystawców, m.in.: LaVision GmbH, Niemcy, SMETEC GmbH, Niemcy, Thepra Lehrmittel GmbH & CoKG, Niemcy, Mechatronika Wyposażenie Dydaktyczne sp. z o.o. Poznań, OBR BOSMAL Bielsko-Biała, PIMOT – Przemysłowy Instytut Motoryzacji Warszawa, Muzeum Lotnictwa Polskiego Kraków, Fiat GM Powertrain Polska sp. z o.o. Bielsko-Biała, AVL List GmbH Graz, Austria, Auto Power Electronic Opole, EC Test Systems sp. z o.o. Kraków.

Uzupełnieniem wystawy był zorganizowany Panel Przemysłu, odbywający się w trzecim dniu kongresu, na który przybyło dodatkowo 55 osób ze świata przemysłu, a prowadzili go przedstawiciele świata nauki i przemysłu. Na szczególną uwagę zasługują wystąpienia dr. hab. inż. Antoniego Świątka, dyrektora OBR Bielsko-Biała, na temat: *Jak*

*nawiązać współpracę z przemysłem motoryzacyjnym* oraz prof. dr. hab. inż. Włodzimierza Kotowskiego na temat: *Nowe perspektywy wytwarzania paliw alternatywnych do silników samochodowych*. Na zakończenie obrad zorganizowano panel dyskusyjny na temat: *Rozwój rynku a potrzeby firm motoryzacyjnych*. Ponadto zorganizowano wystawę nowości wydawniczych o tematyce silnikowej.



Rys. 7. Unikatowy polski samochód Leopard



Rys. 8. Samochód studencki z Politechniki Opolskiej SASPO

Program kongresu wzbogaciły uroczystości towarzyszące: koncert muzyki operowej, uroczysta kolacja oraz przyjęcie plenerowe w parku pałacowym.

Niektóre wydarzenia i komentarze dotyczące kongresu zostały zarejestrowane na filmie, który został załączony do bieżącego numeru czasopisma *Combustion Engines*. Obszerniejsza relacja fotograficzna znajduje się na stronie internetowej PTNSS: <http://www.ptnss.pl>.



Rys. 6. Przeszłość i współczesność: Ford Ka (2009 r.) i Ford T (1914-1926 r.)



Rys. 9. Silnik modelowy napędzany alkoholem z dostępem optycznym do komory spalania



Rys. 10. Uczestnicy Kongresu PTNSS 2009

*Oprac.: Komitet Organizacyjny Kongresu PTNSS, Jerzy Jantos  
Zdjęcia: organizatorzy, J. Dzida*

## AVL List – Supporting Member of PSSCE

### *AVL List – Członek Wspierający PTNSS*

AVL – *Anschalt für Verbrennungsmotoren* List, Graz (Austria) has joined the circle of Supporting Members of the Polish Scientific Society of Combustion Engines (PTNSS) this year. AVL is very reputable worldwide for its scientific research and production of research and diagnostic equipment for vehicles, combustion engines and the world of medicine.

AVL is the world's largest privately owned company in the field of R&D, simulation and testing technology of powertrains (hybrid, combustion engines, transmission, electric drives, batteries and software) for passenger cars, trucks and large engines.

AVL was founded in 1948 by Prof. Dr Hans List. Since 1979 his son – Prof. Dr. h.c. Helmut List has held the position of president and CEO (also Honorary Member of PTNSS).

Presently AVL employs 4.500 people; 2.000 in Graz and additional 2.500 worldwide in 45 offices and affiliated organizations. The network of affiliates and representatives throughout the world ensures a direct service and support for the customers in many countries.

AVL manufactures and delivers worldwide top quality specialised diagnostic equipment, which allows very complex research on powertrains and vehicles: from measurements of basic indexes, indicating (pressures, vibrations, flame propagation in a combustion chamber) and engine dynamometer tests to the emission related research. AVL conducts its own research works very often reaching far beyond the currently applicable concepts and trends.

The fact that AVL has taken up the role of the Supporting Member is seen by the Management of PTNSS as a recognition of PTNSS' activities as well as the knowledge and achievements of its members.



W tym roku do grona Członków Wspierających Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych dołączyła firma AVL – *Anschalt für Verbrennungsmotoren* List z Grazu (Austria), która jest bardzo wysoko ceniona w zakresie światowych badań naukowych oraz w wytwarzaniu aparatury naukowej i diagnostycznej związanej z pojazdami, silnikami spalinowymi i aparaturą medyczną.

Firma AVL jest największą światową firmą prywatną zajmującą się rozwojem układów napędowych do samochodów osobowych, ciężarowych i dużych silników, ich badaniem eksperymentalnym i symulacyjnym; badania te dotyczą układów hybrydowych, silników spalinowych, przekładni, napędów elektrycznych, akumulatorów i oprogramowania. AVL została założona w 1948 r. przez prof. dr. Hansa Lista – a od 1979 r. jest zarządzana przez jego syna – prof. dr. h.c. Helmuta Lista, który jest także Członkiem Honorowym PTNSS. Firma AVL zatrudnia obecnie 4500 pracowników, z tego 2500 w 45 filiach i przedstawicielstwach na całym świecie. Ta sieć przedstawicielstw zapewnia bezpośrednią obsługę i pomoc swoim klientom w wielu krajach.

W zakresie rozwoju systemów napędowych AVL produkuje i dostarcza wyspecjalizowaną aparaturę diagnostyczną na najwyższym światowym poziomie, która pozwala na kompleksowe badania układów napędowych i pojazdów: od pomiarów wielkości podstawowych, przez pomiary przebiegów szybkozmiennych (ciśnienia, drgania, rozprzestrzeniania się płomienia w komorze spalania) i hamownie silnikowe, aż do pomiarów emisji związków toksycznych. Firma AVL prowadzi także swoje własne badania naukowe często wyprzedzając w nich aktualnie obowiązujące koncepcje i tendencje rozwojowe.

Podjęcie się roli Członka Wspierającego przez firmę AVL zarząd PTNSS przyjmuje jako wyraz uznania dla dotychczasowej działalności Towarzystwa oraz wiedzy i osiągnięć reprezentowanych przez jego członków.

## Conferences 2010

### Konferencje 2010

**4–6 January 2010;** 9th Heat and Mass Transfer Conference, ISHMT-ASME, Bombay, India.

[www.me.iitb.ac.in/~ishmt2010/](http://www.me.iitb.ac.in/~ishmt2010/)



**26–29 April 2010;** The World Congress on Particle Technology, WCPT6, Nuremberg, Germany.

[www.wcpt6.org](http://www.wcpt6.org)



**26–29 January 2010;** Government/Industry Meeting, Washington, USA.

[www.sae.org/events/gim](http://www.sae.org/events/gim)



**27–29 April 2010;** International Conference on Automotive Technology, ICAT2010, Tehran, Iran.

[www.iust.ac.ir/icat/](http://www.iust.ac.ir/icat/)



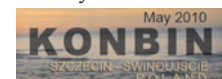
**2–3 February 2010;** Large Lithium Ion Battery Technology and Application, LLIBTA Europe, Mainz, Germany.

[www.advancedautobat.com/AABC\\_Europe](http://www.advancedautobat.com/AABC_Europe)



**May 2010;** 6th International Conference on Safety and Reliability, KONBIN, Szczecin-Swinoujście, Poland.

[www.konbin2010.itwl.pl](http://www.konbin2010.itwl.pl)



**2–4 February 2010;** Automotive Testing Expo 2010, Hyderabad, India.

[www.testing-expo.com/india/](http://www.testing-expo.com/india/)



**4–8 May 2010;** 10th International Conference on Combustion and Energy Utilization, ICCEU, Mugla, Turkey.

[www.calendar.ifrf.net/](http://www.calendar.ifrf.net/)



**4–5 February 2010;** Advanced Automotive Battery Conference, AABC Europe, Mainz, Germany.

[www.advancedautobat.com/AABC\\_Europe](http://www.advancedautobat.com/AABC_Europe)



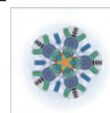
**10–11 February 2010;** Hybrid Vehicle Technologies Symposium, San Diego, USA.

[www.sae.org/events/training/symposia/hybrid/](http://www.sae.org/events/training/symposia/hybrid/)



**5–6 May 2010;** 4th AVL Large Engines TechDays, Graz, Austria.

[www.avl.com](http://www.avl.com)



**24–25 February 2010;** 7th Braunschweig Symposium Hybrid Vehicles and Energy Management, Braunschweig, Germany.

[www.iav.com/eng/4\\_events](http://www.iav.com/eng/4_events)



**5–7 May 2010;** 16th International Conference on Urban Transport and the Environment, URBAN TRANSPORT 2010, Cyprus.

[www.wessex.ac.uk/10-conferences/urban-transport-2010.html](http://www.wessex.ac.uk/10-conferences/urban-transport-2010.html)



**9–10 March 2010;** CALSTART-NTEA Green Truck Summit, St Louis, USA.

[www.calstart.org](http://www.calstart.org)



**6–7 May 2010;** International Powertrains, Fuels&Lubricants Meeting, Rio de Janeiro, Brasil.

[www.sae.org/events/sfl/](http://www.sae.org/events/sfl/)



**9–10 March 2010;** International Advanced Mobility Forum, Genewa, Switzerland.

[www.iamf.ch](http://www.iamf.ch)



**10–12 May 2010;** Energy Efficiency Global Forum & Exposition, Washington, USA.

[www.calstart.org](http://www.calstart.org)



**16–18 March 2010;** LNG Americas. San Antonio, USA.

[sanantonio.cwlng.com](http://sanantonio.cwlng.com)



**10–14 May 2010;** Fifth International Conference on Thermal Engineering Theory and Applications, ICTEA, Marrakesh, Marokko.

[www.ryerson.ca/~ictea/index.html](http://www.ryerson.ca/~ictea/index.html)



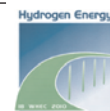
**12–16 April 2010;** Energy&Environment Week, Pittsburgh, USA.

[www.ee-week.com](http://www.ee-week.com)



**16–21 May 2010;** 18th World Hydrogen Energy Conference, Essen, Germany.

[www.whec2010.com/](http://www.whec2010.com/)



**14–16 April 2010;** VII Konferencja Logistyka, Transport, Bezpieczeństwo w transporcie, LOGITRANS, Szczyrk, Poland.

[www.logitrans.edu.pl](http://www.logitrans.edu.pl)



**17–21 May 2010;** Energy Sustainability Conference, ES2010, Phoenix, USA.

[www.asmeconferences.org/ES2010/](http://www.asmeconferences.org/ES2010/)



**13–15 April 2010,** SAE 2010 World Congress, Detroit, USA.

[www.sae.org/congress](http://www.sae.org/congress)



**17-21 May 2010;** Advanced Automotive Battery Conference, Orlando, USA.

[www.advancedautobat.com/AABC](http://www.advancedautobat.com/AABC)



**19–20 May 2010**; 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Londyn, Wielka Brytania.  
[events.imeche.org/](http://events.imeche.org/)



**30 May–4 Juni 2010**, FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest, Hungary.  
[www.fisita2010.com](http://www.fisita2010.com)



**31 May–01 Juni 2010**; 4th Conference Simulation and Testing, Berlin, Germany.  
[www.iav.com/eng/4\\_events](http://www.iav.com/eng/4_events)



**8–9 Juni 2010**; Emissionsminderung 2010, Nürnberg, Germany.  
[www.vdi.de](http://www.vdi.de)



**14–15 Juni 2010**; 3rd Conference Engine Process Simulation, Berlin, Germany.  
[www.iav.com/eng/4\\_events](http://www.iav.com/eng/4_events)



**17–19 Juni 2010**; 6th China International Automotive Electronics & Testing Technology show, Shanghai, China.  
[www.aeshow.com](http://www.aeshow.com)



**21–23 Juni 2010**; 18th International Conference on Modelling, Monitoring and Management of Air Pollution, AIR POLLUTION, Kos, Greece.  
[www.wessex.ac.uk/10-conferences/air-pollution-2010.html](http://www.wessex.ac.uk/10-conferences/air-pollution-2010.html)



**22–24 Juni 2010**; Automotive Testing Expo 2010 Europe, Stuttgart, Germany.  
[www.testing-expo.com/europe/](http://www.testing-expo.com/europe/)



**5–8 Juli 2010**; 15th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, LISBON, Lisbona, Portugal.  
[lces.dem.ist.utl.pt/lxllaser/lxllaser2010/default.asp](http://lces.dem.ist.utl.pt/lxllaser/lxllaser2010/default.asp)



**13–15 Juli 2010**; Power 2010; Chicago, USA.  
[www.asmeconferences.org/power2010/](http://www.asmeconferences.org/power2010/)



**13–15 Juli 2010**; Alternative Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, USA.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**14–16 Juli 2010**; 11th International Conference on Advanced Computational Methods and Experimental Measurements in Heat Transfer, Tallinn, Estonia.  
[www.wessex.ac.uk/10-conferences/heat-transfer-2010.html](http://www.wessex.ac.uk/10-conferences/heat-transfer-2010.html)



**7–13 August 2010**; 14th International Heat Transfer Conference, IHTC, Washington, USA.  
[www.asmeconferences.org/IHTC14/](http://www.asmeconferences.org/IHTC14/)



**31 August–2 September 2010**; 12th International Conference on Computer System Design and Operation in the Railway and other Transit Systems, Beijing, China.  
[www.wessex.ac.uk/10-conferences/comprail-2010.html](http://www.wessex.ac.uk/10-conferences/comprail-2010.html)



**4–6 September 2010**, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Brno, Czech.  
[www.ilass2010.org](http://www.ilass2010.org)



**9–10 September 2010**; 22nd International AVL Conference 'Engine & Environment', Graz, Austria.  
[www.avl.com](http://www.avl.com)



**September–October 2010**, On-Board Diagnostics Symposium  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**September–October 2010**, Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, San Diego, California, USA.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**14–17 September 2010**; Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, THIESEL2010, Walencja, Spain,  
[www.cmt.upv.es/webIngles/Thiesel/Thiesel2010/](http://www.cmt.upv.es/webIngles/Thiesel/Thiesel2010/)



**15–17 September 2010**; Advances in Fluid Mechanics 2010, Algarve, Portugal.  
[www.wessex.ac.uk/10-conferences/afm-2010.html](http://www.wessex.ac.uk/10-conferences/afm-2010.html)



**15–17 September 2010**; North American International Powertrain Conference, Chicago, USA.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**28–30 September 2010**; Small Engine Technology Conference, Linz, Austria.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**30 September–1 October 2010**; 5th Conference Gas-Powered Vehicles, Berlin, Germany.  
[www.iav.com](http://www.iav.com)



**3–6 October 2010**; 28th Annual Brake Colloquium and Exhibition, Phoenix, USA.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**6–9 October 2010**; International Congress of Heavy Vehicles, Road Trains and Urban Transport, Minsk, Bialorus.  
[www.fisita.com](http://www.fisita.com)



**19–20 October 2010**; Convergence 2010, Detroit, USA.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)



**15–18 November 2010**; DoD Maintenance Symposium & Exhibition, Tampa, USA.  
[www.sae.org/events](http://www.sae.org/events)





# Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych



Działalność wydawnicza

- **Combustion Engines**
- **Serie Specjalne**

Organizacja i współorganizacja konferencji

- **Kongresy Silników Spalinowych**
- **Sympozja Silników Okrętowych**



Promocja nauki

- **integracja środowisk akademickich**
- **medale honorowe**
- **nagrody dla wyróżniających się doktorantów**



Wspieranie rozwoju kadr naukowych

- **warsztaty doktoranckie**
- **seminaria tematyczne**



Współpraca z przemysłem

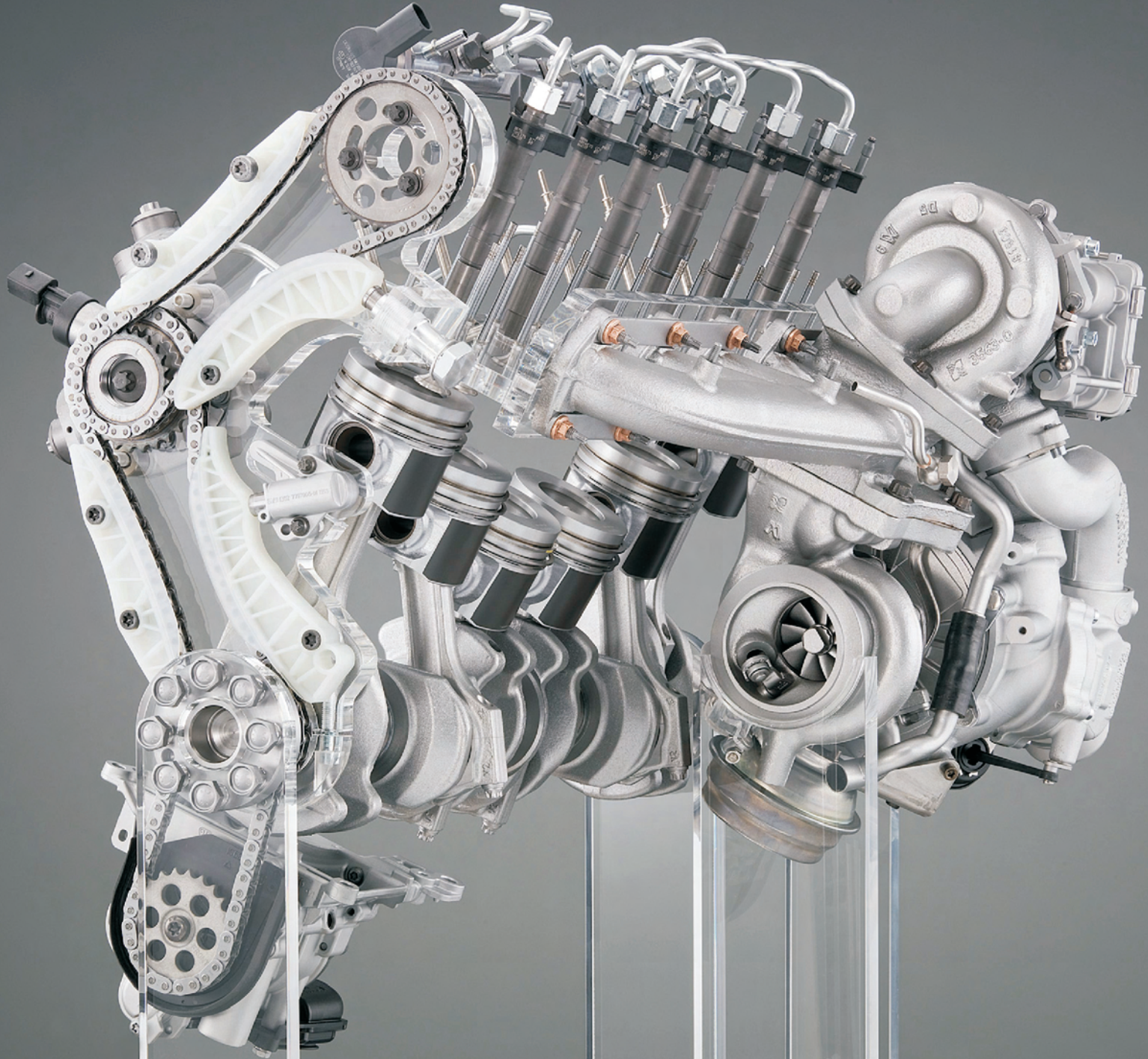
- **branża silnikowa**
- **firmy samochodowe**

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel. (+48) 33 8130402, fax. (+48) 33 8125038

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



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**  
*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

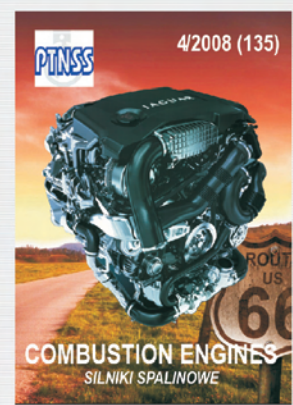
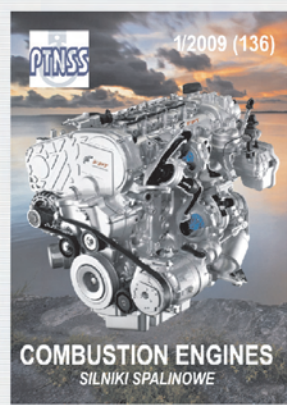
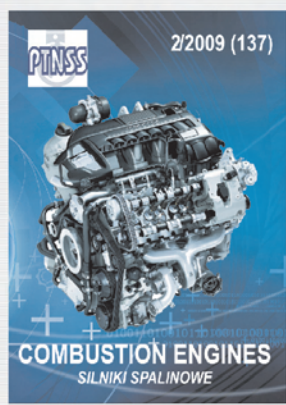
Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Elektryczny numer	Archiwum	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



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